



Optimizing building/HVAC system in order to minimize energy consumption due to air-conditioning

Sila Filffi

► To cite this version:

Sila Filffi. Optimizing building/HVAC system in order to minimize energy consumption due to air-conditioning. Engineering Sciences [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2006. English. NNT : . pastel-00002199

HAL Id: pastel-00002199

<https://pastel.hal.science/pastel-00002199>

Submitted on 20 Feb 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

M. J. ADNOT – Mines Paris	Président
M. B. BOURGES – Mines Nantes	Rapporteur
M. J. LEBRUN – Université de Liège	Rapporteur
M. J. R. MILLET – CSTB.....	Examineur
M. D. MARCHIO – Mines Paris.....	Examineur

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé avec la disponibilité et l'aide scientifique, logistique et personnelle de plusieurs personnes. Je tiens à remercier :

Dominique MARCHIO, Professeur à l'Ecole des Mines de Paris, pour avoir dirigé ce travail de thèse, pour ses conseils précieux, sa compréhension et son suivi tout au long de ce travail ;

Denis CLODIC, Directeur Adjoint du Centre Energétique et Procédés, pour m'avoir accueilli dans le CEP ;

Bernard BOURGES, Professeur à l'Ecole des Mines de Nantes, pour ses remarques et pour avoir accepté de juger ce travail en tant que rapporteur ;

Jean LEBRUN, Professeur à l'Université de Liège pour avoir accepté de juger ce travail en tant que rapporteur ;

Jérôme ADNOT, Professeur à l'Ecole des Mines de Paris, pour avoir accepté de participer au jury en tant qu'examineur ;

Jean Robert MILLET, Chef du service au CSTB pour ses remarques dans des projets communs et pour avoir accepté de participer au jury en tant qu'examineur ;

Khalil EL KHOURY pour son amitié et pour m'avoir donné la chance de poursuivre mes études en France ;

Anne Marie POUGIN, pour sa capacité administrative exceptionnelle, sa compréhension et sa qualité humaine ;

Emmanuel FLEURY et Jean Marie ALESSANDRINI pour leur disponibilité et leur soutien ;

Philippe TOURNIE et Augustine FERY, pour leur aide informatique ;

Aline GARNIER, pour son aide et sa bonne humeur ;

Philippe CALVET et Maryvonne NICA pour leur disponibilité ;

Nabih et Najat mes parents, mes frères et ma sœur ;

Et particulièrement pour ta patience.....merci à toi Diala

TABLE DES MATIERES

CHAPITRE 1 – CONTEXTE, ENJEUX ET OBJECTIFS.....1

1.1	INTRODUCTION.....	1
1.2	CONTEXTE	2
1.2.1	MARCHE CROISSANT DE LA CLIMATISATION.....	2
1.2.2	CHIFFRES CLES DE CONSOMMATION DANS LE BATIMENT TERTIAIRE FRANÇAIS	4
1.2.3	CROISSANCE DU SECTEUR CLIMATISE	6
1.2.4	CONCLUSION.....	6
1.3	ENJEUX.....	6
1.4	OBJECTIFS	8
1.4.1	REDUCTION CONSIDEREE COMME « IMPORTANTE ».....	8
1.4.2	COMBINAISONS OPTIMALES DE SOLUTIONS PERFORMANTES - METHODOLOGIE	9
1.4.3	TYPOLOGIE	9
1.4.4	PARAMETRES LES PLUS INFLUENTS	10
1.4.5	MODELISATION – BIBLIOTHEQUE DE L’OUTIL DE SIMULATION	10
1.4.6	OUTIL DE SIMULATION.....	10
1.4.7	PLAN D’EXPERIENCE – MODELE MULTI PARAMETRES	11
1.4.8	DIMENSIONNEMENT DES EQUIPEMENTS DE PRODUCTION/DISTRIBUTION	11
1.4.9	PRESENTATION DES RESULTATS	11
1.5	REFERENCES – CHAPITRE 1	12

CHAPITRE 2 – TYPOLOGIE DE BATIMENTS / SYSTEMES PARAMETRES PRINCIPAUX – SOLUTIONS TECHNIQUES.....13

2.1	FABRICATION D’UN ECHANTILLON DE BASE	13
2.2	DESCRIPTION DES BATIMENTS TYPES DE BUREAUX EN FRANCE.....	13
2.2.1	TYPOLOGIE DE BATIMENTS RETENUE - BUREAUX.....	13
2.2.2	TYPOLOGIE DES BATIMENTS DE SANTE.....	15
2.2.3	CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DES BATIMENTS TYPES	15
2.2.3.1	Bâtiments de bureaux.....	15
2.2.3.2	Bâtiments de santé	18
2.3	MATRICE SYSTEME/BATIMENT.....	19
2.3.1	BATIMENTS DE BUREAUX	20
2.3.2	BATIMENTS DE SANTE.....	20
2.3.3	RECAPITULATIF ET JUSTIFICATION DES CHOIX	20
2.4	PARAMETRES ET SOLUTIONS TECHNIQUES CORRESPONDANTES.....	21
2.5	CONDITIONS DE BASE DES PARAMETRES CONSTANTS DES BATIMENTS RETENUS.....	29
2.5.1	PROFIL D’OCCUPATION ET DE CHARGE INTERNE, CONSIGNES ET DEBIT D’AIR NEUF	29
2.5.1.1	Bâtiments de bureaux.....	29
2.5.1.2	Bâtiments de santé (hôpitaux uniquement – type1)	30
2.6	REFERENCES - CHAPITRE 2	33

CHAPITRE 3 - MODELISATION DES SYSTEMES - COMPLEMENTAIRES RETENUS POUR L'OPTIMISATION.....35

3.1	INTRODUCTION.....	35
3.2	TYPE DE MODELISATION.....	36
3.2.1	MODELES DE CONCEPTION.....	36
3.2.2	MODELES DE COMPORTEMENT	36
3.3	APPLICATION AUX SYSTEMES ETUDIES	36
3.4	BUT DE LA MODELISATION	37
3.5	DEFINITIONS	37
3.5.1	SYSTEMES SPLIT	37
3.5.2	FONCTIONNEMENT DU SYSTEME SPLIT.....	38
3.5.3	SYSTEME A DEBIT DE REFRIGERANT VARIABLE.....	39
3.5.4	FONCTIONNEMENT DES SYSTEMES A DEBIT DE REFRIGERANT VARIABLE	40
3.5.5	DIFFERENCE ENTRE UN SYSTEME DRV ET UN CLIMATISEUR AYANT UN COMPRESSEUR A VITESSE FIXE	41
3.6	MODELE SIMPLIFIE DE L'UNITE INTERIEURE UTILISANT UN REFRIGERANT	42
3.6.1	DETERMINATION DES CONDITIONS DE SOUFFLAGE EN MODE DE RAFRAICHISSEMENT	42
3.6.1.1	Détermination du débit massique d'air de l'unité intérieur.....	42
3.6.1.2	Besoin à l'intérieur du local	42
3.6.1.3	Humidité spécifique à la sortie de la batterie terminale	43
3.6.1.4	Puissance latente	44
3.6.1.5	Puissance frigorifique	44
3.6.2	DETERMINATION DES CONDITIONS DE SOUFFLAGE EN MODE DE CHAUFFAGE	44
3.7	MODELE HORAIRE A FACTEUR DE BY-PASS CONSTANT	45
3.7.1	PRE PROCESSEURS UTILISE PAR LE MODELE	45
3.7.2	MODE DE RAFRAICHISSEMENT - MODELE A PLEINE CHARGE EN CONDITIONS NON NOMINALES 45	45
3.7.3	MODE DE CHAUFFAGE - MODELE A PLEINE CHARGE EN CONDITIONS NON NOMINALES	46
3.7.4	MODELE DE CHARGE PARTIELLE AVEC CYCLAGE	47
3.8	MODELE ADMENSIONNEL COMPARE A DES DONNEES EXPERIMENTALES	48
3.8.1	EXPRESSION DES PUISSANCES EN FONCTION DES « DONNEES CONSTRUCTEUR »	48
3.8.2	EXPRESSIONS DES PUISSANCES AVEC UN MODELE ADIMENSIONNEL	49
3.9	COMPARAISON ENTRE DEUX MODELES SPLIT ET LES « DONNEES CONSTRUCTEUR ».....	49
3.10	MODELE DU SYSTEME DRV.....	51
3.10.1	MODES DE FONCTIONNEMENT	51
3.10.2	ANALYSE DE FONCTIONNEMENT DE L'UNITE EXTERIEURE	51
3.10.3	PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DU FLUIDE FRIGORIGENE.....	52
3.10.4	MODELE SIMPLIFIE DU COMPRESSEUR.....	52
3.10.5	CARACTERISTIQUES DU COMPRESSEUR.....	54
3.10.6	PRINCIPE DE CALCUL DES SYSTEMES FONCTIONNANT AVEC DEUX OU TROIS COMPRESSEURS 56	56
3.10.7	PRINCIPE DE CALCUL DES SYSTEMES FONCTIONNANT EN MODE FROID PRINCIPAL MODE CHAUD PRINCIPAL OU EN DEMANDES EGALES	56
3.10.8	COEFFICIENT DE PERFORMANCE - CONCLUSION.....	56
3.11	MODELE DE THERMO-FRIGOPOMPE.....	57
3.11.1	DEFINITION	57
3.11.2	MODE DE RAFRAICHISSEMENT.....	58
3.11.2.1	Fonctionnement à pleine charge en conditions non nominales.....	58
3.11.2.2	Fonctionnement à charge partielle	59
3.11.3	MODE DE CHAUFFAGE	59
3.11.4	MODES MIXTES	60
3.12	REFERENCES - CHAPITRE 3.....	61

CHAPITRE 4 - METHODOLOGIE - PLANS D'EXPERIENCES.....65

4.1	INTRODUCTION AUX PLANS D'EXPERIENCES.....	65
4.1.1	BREF APERÇU HISTORIQUE.....	65
4.1.2	CONTEXTE D'UTILISATION.....	65
4.1.3	OBJECTIF.....	65
4.2	DEFINITIONS.....	66
4.2.1	FACTEURS (OU VARIABLES).....	66
4.2.2	DOMAINE D'ETUDE.....	66
4.2.3	SURFACE DE REPONSE.....	67
4.2.4	COORDONNEES CENTREES REDUITES.....	67
4.3	TYPES DE PLANS D'EXPERIENCES.....	68
4.3.1	PLANS DE CRIBLAGE.....	68
4.3.2	PLANS DE MODELISATION.....	68
4.3.3	PLANS DE MELANGE.....	68
4.4	DEMARCHE POUR CONSTRUIRE ET REALISER UN PLAN D'EXPERIENCES.....	68
4.4.1	CHOIX DES POINTS.....	68
4.4.2	NOTION D'INTERACTION.....	69
4.4.3	NOTION D'ORTHOGONALITE.....	70
4.4.3.1	Méthode pratique de vérification de l'orthogonalité.....	70
4.4.3.2	Règle d'orthogonalité.....	70
4.4.4	NOTION DE DEGRES DE LIBERTE DDL (F).....	70
4.5	PLANS FACTORIELS.....	70
4.5.1	NOTATION DE YATE.....	71
4.5.2	CALCUL DES EFFETS PAR LE CALCUL MATRICIEL.....	72
4.5.3	ECRITURE MATRICIELLE.....	72
4.5.4	MODELE MATHEMATIQUE DU PLAN D'EXPERIENCE.....	73
4.6	PLANS FRACTIONNAIRES.....	73
4.6.1	INTRODUCTION ET DEFINITIONS.....	73
4.6.2	REGLE DE CONSTRUCTION DES ALIAS.....	74
4.6.3	FRACTIONNEMENT D'UN PLAN.....	74
4.6.4	METHODE DE TAGUCHI.....	75
4.6.5	LA DEMARCHE GENERALE POUR L'APPLICATION DE LA « METHODE TAGUCHI ».....	76
4.7	PLAN FRACTIONNAIRE APPLIQUE A UN PROBLEME BATIMENT-SYSTEME.....	77
4.7.1	DEFINITION DU MODELE ET RECHERCHE DE TABLE ADAPTEE DE TAGUCHI.....	77
4.7.2	AFFECTATION DE COLONNE A CHAQUE FACTEUR.....	82
4.7.2.1	Notion de résolution.....	82
4.7.2.2	Utilisations du triangle des interactions.....	83
4.7.2.3	Tableau de recherche des interactions.....	84
4.7.3	COMPARAISON ENTRE LES RESULTATS DU MODELE PARAMETRIQUE ET LES SIMULATIONS.....	85
4.8	PLAN FRACTIONNAIRE COMPARE AU PLAN FACTORIEL.....	89
4.9	CONCLUSION.....	92
4.10	REFERENCES - CHAPITRE 4.....	93

CHAPITRE 5 – RESULTATS.....95

5.1	INTRODUCTION.....	95
5.2	NATURE DE LA DEMANDE THERMIQUE EN FONCTION DU CLIMAT FRANÇAIS.....	95
5.3	NECESSITE DU RAFRAICHISSEMENT ET NOTION DE CONFORT	97
5.4	DIMENSIONNEMENT	99
5.4.1	DIMENSIONNEMENT DYNAMIQUE ENERGETIQUEMENT ECONOMIE - HYPOTHESES	100
5.4.2	CONDITIONS DE DIMENSIONNEMENT	101
5.4.2.1	Fichier météo.....	101
5.4.2.2	Choix de composants - application	101
5.5	ANALYSE DE BESOINS.....	103
5.5.1	BESOINS ANNUELS DE CHAUFFAGE, RAFRAICHISSEMENT ET ECLAIRAGE A TRAPPES.....	104
5.5.2	BESOIN ANNUEL TOTAL A TRAPPES	106
5.5.3	BESOINS ANNUELS DE CHAUFFAGE, RAFRAICHISSEMENT ET ECLAIRAGE A NICE	107
5.5.4	BESOIN ANNUEL TOTAL A NICE	109
5.6	CONCLUSION SUR LES BESOINS POUR LE BATIMENT TYPE 3	110
5.7	ANALYSE DE CONSOMMATIONS.....	111
5.7.1	CONSOMMATION DE RAFRAICHISSEMENT A TRAPPES	111
5.7.2	CONSOMMATION DE CHAUFFAGE A TRAPPES	113
5.7.3	CONSOMMATION ANNUELLE D'ECLAIRAGE A TRAPPES	114
5.7.4	CONSOMMATION ANNUELLE DES AUXILIAIRES A TRAPPES.....	115
5.7.5	CONSOMMATION ANNUELLE DES EQUIPEMENTS ELECTRIQUES A TRAPPES	116
5.7.6	CONSOMMATION ANNUELLE TOTALE A TRAPPES.....	116
5.7.7	CONSOMMATIONS A NICE	120
5.8	ETUDE POUR NEUF STATIONS METEO	121
5.9	ETUDE DES GESTIONS.....	123
5.9.1	GESTION DU FONCTIONNEMENT DES VENTILATEURS	123
5.9.2	INFLUENCE DES CONSIGNES	125
5.9.3	PROTECTIONS SOLAIRES HORS OCCUPATION	126
5.9.4	VITRAGE SELECTIF ET TRIPLE VITRAGE	127
5.9.5	FAÇADES AVEC DES TAUX DE VITRAGE DIFFERENTS	128
5.10	ETUDE DE L'ISOLATION	128
5.10.1	EFFET CONTRADICTOIRE SUR LA CONSOMMATION DE RAFRAICHISSEMENT ET DE CHAUFFAGE 129	
5.11	COMPARAISON ENTRE SYSTEMES - BUREAUX	131
5.11.1	SYSTEME POMPE A CHALEUR.....	134
5.11.2	SYSTEME DE GROUPE ABSORPTION A CHAUFFAGE AU GAZ	135
5.12	CONCLUSION GENERALE A PROPOS DES CONSOMMATIONS - BUREAUX.....	137
5.13	RESULTATS - BATIMENTS DE SANTE.....	138
5.13.1	BATIMENT TYPE 1 - CHU	138
5.13.2	BATIMENT TYPE 2 – MAISON DE RETRAITE	140
5.14	CONCLUSION GENERALE A PROPOS DES CONSOMMATIONS- BATIMENTS DE SANTE	142
5.15	REFERENCES – CHAPITRE 5.....	143

CONCLUSION GENERALE	145
----------------------------------	------------

ANNEXES	147
----------------------	------------

ANNEXE 2A - GEOMETRIE DETAILLEE DES BATIMENTS DE BUREAUX RETENUS	149
ANNEXE 2B - GEOMETRIE DETAILLEE DES BATIMENTS DE SANTE RETENUS.....	152

ANNEXE 3A - CALCUL DU FACTEUR DE BY-PASS.....	154
ANNEXE 3B : MODELE REPRESENTATIF DU CYCLAGE A PAS DE TEMPS FAIBLE ET PASSAGE A UN PAS DE TEMPS D'UNE HEURE – MISE EN OUVRE NUMERIQUE.....	156
MODELE REPRESENTATIF DU CYCLAGE	156
CALCUL DU TEMPS DE FONCTIONNEMENT	159
CALCUL DES PUISSANCES POUR UN CYCLE	160
PASSAGE AU PAS DE TEMPS D'UNE HEURE	160
ANNEXE 3C - DONNEES CONSTRUCTEUR POUR 6 SYSTEMES ETUDIES	161
ANNEXE 3D – COEFFICIENTS DE PONDERATION C_1, D_1 POUR 6 SYSTEMES ETUDIES	164
ANNEXE 3E - VALEURS DES COEFFICIENTS DU MODELE ADIMENSIONNEL	164
ANNEXE 3F - VARIABLES THERMODYNAMIQUES DU R410A.....	165
RÉFÉRENCES - ANNEXE 3	169

ANNEXE 4A : APPLICATION DU PLAN DE TAGUCHI	171
---	------------

ANNEXE 5A – CONDITIONS CLIMATIQUES DE DIMENSIONNEMENT	174
ANNEXE 5B – DIMENSIONNEMENT.....	176
ANNEXE 5C - CONSTRUCTION DES PLANS FRACTIONNAIRES - CHOIX DE TABLES - TRIANGLE DES INTERACTIONS	177
MODELE DE CHAUFFAGE.....	177
MODELE DE RAFRAICHISSEMENT	179
MODELE D'ECLAIRAGE	180
MODELE AUXILIAIRES CTA	181
MODELE AUXILIAIRES LOCAUX	181

NOMENCLATURE

Symbole	Définition	Unité
A	facteur, variable ou action A	-
A ₀	valeur centrale de A	-
A _i	valeur de A au niveau i	-
AI	apports internes	W
Â, A'	matrice d'effets	-
Aux	rendement des auxiliaires	
BF	facteur de by-pass	-
Bur	niveau ou puissance des équipements de bureautique	W
C	consommation annuelle	kWh/m ²
C _e	chaleur massique de l'eau	J/kg.K
C _r	ratio de cyclage	-
C _p	chaleur massique	J/kg.K
C,K	coefficient, Cylindrée	m ³
CLF	taux de charge en refroidissement	-
COP	coefficient de performance	-
Ddl, ddl	degré de liberté	-
Δ _A	variation entre la position moyenne de la variable et une extrémité du domaine	-
δ	rapport des constantes des gaz parfaits	kg (eau)/kg (as)
E _A	effet d'un facteur A	-
E ¹	erreur	-
Ecl	gestion / puissance d'éclairage	W
EER	coefficient de performance en mode froid	-
f	fréquence	Hz
f,F	fonction, facteur	-
F _i F _j	interaction entre deux facteurs F _i et F _j ayant niveau i et j respectivement	-
F _{théo}	valeur de table de Snedecor	-
F _{exp}	V _A /V _r expérimentale	-
F _n	fraction de temps en marche	s
FS	facteur solaire du vitrage	-
GPS	mode de gestion des protections solaires	-
h	enthalpie spécifique	J/kg.(as)
h _{lat,vap}	chaleur latente de vaporisation	J/kg
HR	humidité relative	%
I _{AB}	interaction AB	-
Iner	inertie	-

Iso rés	isolation du réseau de distribution	$W/m^2.K$
loc	local - locaux	-
λ	conductivité thermique	$W/m^2.K$
M	réponse moyenne	-
$\dot{m}$	débit massique	kg/s
$\dot{m}_e$	débit massique de l'eau	kg/s
Niv(F)	nombre des niveaux d'un facteur	-
P	pression	Pa
P_a	puissance absorbée	W
P_f	puissance frigorifique	W
P_c	puissance calorifique	W
P_t	puissance totale	W
Perm	perméabilité	$m^3.h^{-1}.m^{-2}$
PLF	taux de charge partielle	-
PPCM	plus petit commun multiple	-
Q	puissance	W
r	résidu	-
Rend ch	rendement de la chaudière	-
Rend aux	rendement des auxiliaires	-
ρ	masse volumique	kg/m^3
S	système	-
s	entropie	J/kg.K
SHF	facteur de puissance sensible	-
T	température	°C
T(A,B)	tableau d'incidence de deux actions A et B	-
TL	coefficient de transmission lumineuse du vitrage	-
T_c	température de consigne ou (température de consigne chauffage)	°C
T_f	température de consigne de rafraîchissement	°C
t	temps	s
t_{se}	température de sortie de l'évaporateur	°C
t_{ee}	température d'entrée de l'évaporateur	°C
t_{ec}	température d'entrée du condenseur	°C
t_{es}	température de sortie du condenseur	°C
term	terminal - terminaux	-
t_0	temps de marche	s
τ	taux de charge, constante de temps, taux de pression	-,s,-
U	coefficient de déperdition spécifique par transmission	$W/m^2.K$
v, v , v'	volume spécifique	kg/m^3

$\dot{V}$	débit volumique	m ³ /s
V _A	variance d'un facteur A	-
Vent	mode de gestion de ventilation	Vent
V _r	variance résiduelle	-
ω	vitesse de rotation	tr/min
w	humidité spécifique	kg/kg.(as)
x	facteur	-
X	matrice des effets et des interactions	-
Y, Ŷ	réponse, valeur réelle	-

Abréviations et indices

Symbole	Définition
abs, a	absorbée
AI	apports internes
as	air sec
asp	aspiration
atm	atmosphérique
aux	auxiliaires
Bur	bureautique
c	calorifique
ch	chaud, chauffage
CHU	centre hospitalier universitaire
cor	corrigé, correction
comp	compresseur
cond	condenseur, condensation
cons	consommation
cp	charge partielle
CTA	centrale de traitement d'air
cyc	cyclage
DAC	débit d'air constant
DAV	débit d'air variable
DEC	dessicant evaporative cooling (système de climatisation par dessiccation)
DRV	débit de réfrigérant variable
Ecl	gestion d'éclairage
ECS	eau chaude sanitaire
EER	coefficient de performance (en mode froid)
ent	entrée
ep	énergie primaire
evap	évaporateur, évaporation

ext	extérieure
g	global
GPS	mode de gestion des protections solaires
f	frigorifique
fl	plein charge
fr	froid
h	humide
i	indice
i, j	indice de niveau
I _{ner}	inertie
isen	isentropique
I _{so rés}	isolation du réseau de distribution
lat	latent
loc	local - locaux
ms	moyenne de surface
nn	non nominale
n, m, k	nombre de niveaux, ordre
nom	nominal
op	opaque
Perm	perméabilité
PCS	pouvoir calorifique supérieur
PCI	pouvoir calorifique inférieur
r, res	réfrigérant, résiduelle
rés	réseau
raf	rafraîchissement
Rend _{ch}	rendement de la chaudière
Rend _{aux}	rendement des auxiliaires
ref	référence
sat	saturation
sens	sensible
SOP	salles d'opérations
sort	sortie
ss	régime permanent
t	transposé
term	terminal - terminaux
tot	total
tr	transmissible
ui	unité intérieure
ue	unité extérieure
UTH	unité thermiquement homogène

vap, v	vapeur
VC	ventilo-convecteurs
Vent	mode de gestion de ventilation
-1	niveau bas du facteur
+1	niveau haut du facteur

Plan de thèse

La thèse cherche à déterminer les meilleures combinaisons de solutions techniques existantes ou émergentes permettant de réduire les consommations énergétiques dans les bâtiments climatisés du secteur tertiaire.

La consommation annuelle totale moyenne en France dans ce secteur varie entre 300 et 380 kWh/m². Cette consommation se rapporte à l'ensemble des usages énergétiques du bâtiment : chauffage, climatisation, ventilation, éclairage, bureautique, auxiliaires et ECS. La réduction visée est d'un facteur 4 à 5.

Pour analyser les éléments ayant un effet sur la consommation énergétique annuelle, le travail est reparti en quatre grands axes principaux.

Le premier axe traite de **l'enveloppe de bâtiment et des gestions** des protections solaires, de l'éclairage et de la ventilation. Une typologie représentative est proposée pour chaque secteur et les scénarios nécessaires pour effectuer les simulations sont définis. Une matrice de sélection du type de système par type de bâtiment est fixée.

Le deuxième axe porte sur l'amélioration de l'outil de simulation dynamique utilisé au Centre Energétique et Procédés. Ce travail comporte la **modélisation de systèmes** à ajouter à l'outil, adaptée au principe des bâtiments à basse consommation. Un niveau simplifié de modélisation compatible avec les outils de prévision d'énergie est employé. Les systèmes modélisés sont comparés aux « données constructeur » pour les régimes non nominaux et avec des mesures expérimentales dès qu'elles sont disponibles.

Le troisième axe consiste à peser le poids de chaque paramètre et sa contribution dans la diminution des besoins de chauffage, de climatisation, d'éclairage et d'apports internes. Cette étape est décisive pour le **dimensionnement du système** de conditionnement d'air. Disposant de tous les éléments pour lancer les simulations, le problème majeur est alors le nombre de simulations à effectuer et le traitement des résultats obtenus est résolu par l'emploi de **plans d'expériences**. Certains types de plans permettent de limiter le nombre de simulations tout en gardant les paramètres cruciaux. Une nouvelle méthode dans le domaine du bâtiment est proposée pour répondre à la question fréquente de réduction du temps de simulation.

Le dernier axe se base sur ce qui précède pour élaborer un **modèle paramétrique** de consommation afin de limiter le recours aux simulations et d'évaluer l'effet de chaque paramètre étudié sur la consommation de refroidissement, de chauffage et la consommation totale. Il est montré que ce modèle pourra servir à déduire la rentabilité des solutions et contribuer à une optimisation économique.

Plusieurs types de résultats sont exposés permettant de déduire les variations imputables à une modification des paramètres. Les conclusions sur les combinaisons à employer sont données par type de système et de bâtiment et site climatique.

La thèse répond à plusieurs questions telles que l'effet contradictoire possible de l'isolation sur la minimisation des consommations de refroidissement et de chauffage, l'importance du bon dimensionnement des systèmes et enfin sur l'effet de quelques paramètres qualitatifs.

Deux secteurs principaux du tertiaire sont étudiés : **bâtiments de bureaux et bâtiments de santé**. Le premier secteur est présenté dans l'intégralité de ses aspects tandis que le deuxième est traité brièvement. A la suite de ce travail, deux guides de solutions techniques pour les deux secteurs cités sont publiés. Ils sont adressés aux bureaux d'études et aux maîtres d'ouvrage.

CHAPITRE 1 – CONTEXTE, ENJEUX ET OBJECTIFS

1.1 Introduction

A-t-on vraiment besoin de climatiser en France ? et plus spécifiquement dans le secteur tertiaire ? Les réglementations thermiques des bâtiments en France depuis leur apparition jusqu'en 2006, ne font référence qu'au chauffage. Elles n'ont jamais détaillé le refroidissement introduisant néanmoins le confort d'été en 2000. La nouvelle réglementation RT2005 applicable fin 2006 aborde la question de la climatisation selon deux critères : région climatique et niveau de bruit.

Pour un bâtiment bien défini, quelles combinaisons de solutions techniques innovantes sont les meilleures et quelle est la différence entre ces combinaisons ?

Cette question entraîne une série d'autres questions plus spécifiques traitées dans ce travail.

En effet, un choix de non-climatisation dans les bâtiments de bureaux et les bâtiments de santé engendre des dérives de température ou d'inconfort. L'occupation dense, les façades vitrées et l'augmentation des équipements électriques montre qu'un tel choix est difficile à mettre en œuvre.

D'autre part, les systèmes de climatisation d'aujourd'hui sont très performants avec une efficacité énergétique en évolution et qui n'engendre pas de consommations très élevées. En fait, la thèse montre que la consommation du poste refroidissement d'un immeuble de bureaux optimisé ne dépasse pas 5 % en région parisienne et 12 % en région niçoise.

Il est certain que la chaleur dégagée par les équipements bureautiques et l'éclairage avec une isolation très forte des parois ainsi que l'emploi de double vitrage génère des charges d'été dans un pays comme la France où les températures extérieures ne sont pas très élevées. Ces charges contribuent néanmoins en saison froide au chauffage du bâtiment. Le poids des besoins annuels de chauffage ou de refroidissement est un facteur décisif dans le choix d'une solution technique.

L'efficacité des systèmes de rafraîchissement et de chauffage est essentielle dans l'approche d'optimisation des consommations annuelles de bâtiment. Dans les années 80, les composants efficaces d'aujourd'hui n'existaient pas ni pour l'enveloppe ni pour le système. Les conclusions à propos des combinaisons des solutions et de l'effet des paramètres sur la consommation totale sont donc à considérer à la lumière des performances actuelles.

Un bâtiment est soumis à un très grand nombre d'éléments en interactions. On ne peut pas parler de climatisation sans indiquer les variations des températures extérieures, le niveau d'isolation, les charges internes et le type de système, etc... Les méthodes classiques de calcul de consommation ou des demandes énergétiques dans le bâtiment à bas rendement global ne sont pas adaptées et ne permettent pas d'identifier l'effet des solutions et l'interaction entre les composants de base. Un outil de simulation dynamique est plus compatible avec notre objectif. L'interaction entre le système et le bâtiment est d'une grande importance. Pour cela, des systèmes ont été modélisés et intégrés dans l'outil.

La solution optimale varie selon les bâtiments du parc étudié et les régions climatiques retenues. On présentera donc les solutions en fonction des conditions climatiques, du type d'usage et des caractéristiques géométriques.

Le nombre de simulations et le temps de traitement des résultats limitent les essais visant à quantifier les effets des variations combinées des paramètres bâtiment/systèmes sur les consommations. La thèse propose le recours aux plans d'expériences pour résoudre ce problème. Une explication de leurs principes fondamentaux et de leur construction sera donnée. L'application de plans fractionnaires permettra de réduire une matrice de simulation de 8192 essais à 32 essais, avec une très bonne précision de la réponse. La construction des projets nécessite toutefois encore le dimensionnement des systèmes en vue de limiter les consommations d'énergie.

On peut ainsi représenter les consommations d'un bâtiment par une expression analytique. Cette expression représente les effets et les interactions des différents paramètres et permet l'évaluation de la consommation par rapport aux solutions techniques retenues. Ceci vise à faciliter la tâche des bureaux d'études et maîtres d'ouvrages dans l'étape de sélection des solutions et de leur comparaison.

Ce travail suppose la traduction des niveaux des paramètres en solutions existantes. La totalité des résultats peut servir de base à une optimisation technico-économique.

La thèse vise à répondre à toutes ces questions, tout en justifiant le choix de la méthode employée et en comparant les réponses au niveau de la consommation annuelle en énergie payante et en énergie primaire.

1.2 Contexte

1.2.1 Marché Croissant de la climatisation

Tous les chiffres montrent une croissance importante dans l'emploi des systèmes de climatisation en France ces dernières années. Le Tableau 1.1 présente les résultats des ventes françaises en 2004 publié par l'association Clim'Info [CLI 2005], [CVC 2005]. La demande en rafraîchissement et en climatisation ne cesse de croître. Les ventes en 2004 ont doublé par rapport à 2003, montrant l'explosion de ce marché. La progression la plus spectaculaire est celle des climatiseurs individuels et notamment des mobiles et des Splits de puissance inférieure à 17.5 kW. Malgré leurs performances faibles, la vente de mobiles a augmenté, suite à la canicule de 2003 du fait de leur facilité d'installation. Les « Splits » peuvent avoir au contraire des performances élevées.

Climatiseurs individuels < 17.5 kW				
		Nombre	Evolution 2004/2003	Evolution 2005/2004
Appareils mobiles		150 000	+150 %	=
Climatiseurs de fenêtre		12 000	=	
Climatiseurs Split Mono		440 000	+95 %	-37 %
Climatiseurs Split Multi		104 000	+105 %	-31 %
Total Split		544 000		
dont réversibles		446 000		
dont Inverters		230 000	+96 %	-36 %
(mono et multi)		424 000		
dont HFC				
Unités murales plafonnières...	intérieures: allèges,	681 000	+95 %	-41 %

Climatiseurs individuels > 17.5 kW			
	Nombre	Evolution 2004/2003	Evolution 2005/2004
Roof tops	2 200	=	-18 %
Armoires verticales monoblocs	1 200	-7 %	=
Systèmes Split (mono & multi) extérieurs	3 400	+10 %	=
Systèmes DRV (débit réfrigérant variable)	7 900	+58 %	+14 %

Armoires spéciales de climatisation (contrôle rapproché)	
Nombre	Evolution 2004/2003
3200	+28 %

Matériels pour installations de conditionnement de l'air			
	Nombre	Evolution 2004/2003	Evolution 2005/2004
Caissons de traitement de l'air	16 500	=	-5 %
Unités terminales à eau glacée (y c.cassettes)	170 000	+6 %	=
Groupe d'eau glacée	12 500	+12 %	+23 %
Aérothermes	12 500	-10 %	-10 %

Tableau 1.1 : Evolution des ventes françaises de systèmes de climatisation entre 2003, 2004 et 2005

La canicule 2003 a eu un rôle majeur dans l'augmentation de la demande des systèmes en climatisation. En regardant la Figure 1.1 montrant l'évolution depuis 2000, on peut constater que la demande globale, à l'exception de quelques technologies devenues non rentables, est en forte progression.

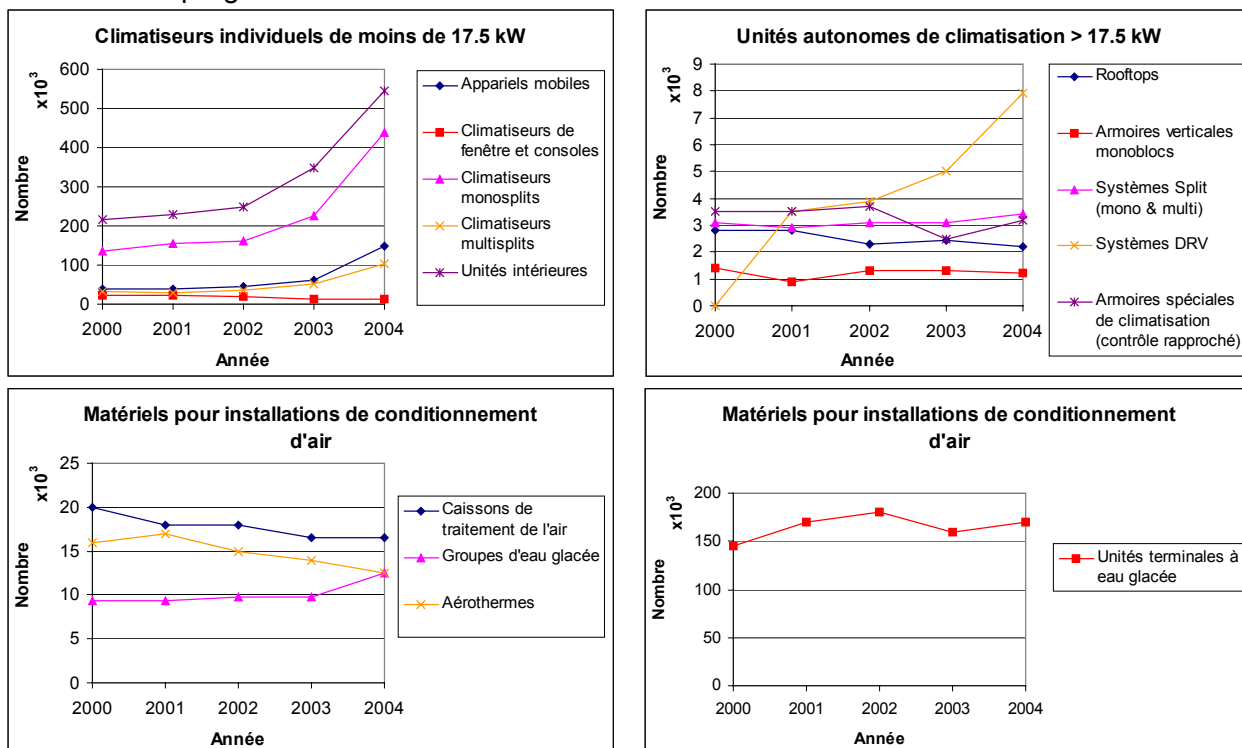


Figure 1.1 : Evolution des ventes françaises de systèmes de climatisation entre 2000 et 2004

Il est clair que les climatiseurs « mono-Split » et les systèmes DRV ont pris leur place dans le marché avec une augmentation très remarquable en 2004. Ils font l'objet d'une étude détaillée dans cette thèse.

Selon les estimations de Clim'Info [RPF 2005], l'année 2005 s'est inscrite dans un retour à une évolution normale du marché. A titre d'exemple, la vente des Inverter et des réversibles estimée à 264 000 en 2003 a augmenté de 79,5 % en 2004 pour atteindre 474 000 unités. Elle s'établit fin 2005 à 304 500. Le DRV employé dans les immeubles de bureaux continue à enregistrer une croissance en 2005 (14%) ; ses ventes continuent de progresser plus vite que le marché global.

La baisse de l'année 2005 par rapport à 2004 est qualifiée de «logique», suite à la canicule de 2003. En comparant les chiffres de 2005 avec ceux de 2003, un progrès de 15% est enregistré. Le marché de la santé est considéré comme un marché particulièrement porteur.

1.2.2 Chiffres clés de consommation dans le bâtiment tertiaire français

La consommation totale du secteur tertiaire s'est établie en 2004 à 218,5 TWh (88,1 TWh électriques, 70,6 TWh gaz et 59,7 TWh autres) pour 839 millions de m² de bâtiments chauffés ou climatisés. [CLI 2005]. Selon [EEC 2005], la surface climatisée est de 150 millions de m². Sur la base des flux observés sur les dix dernières années [ADE 2005], environ 57 millions de m² de bureaux seraient climatisés sur un total de 179,7 millions de m² de bureaux, donc environ un tiers. Ce chiffre est à comparer à 550 millions de m² de bureaux climatisés pour toute l'Europe d'après l'étude [EEC 2005]. La France correspondrait donc à environ 10 % du parc des bureaux climatisés en Europe.

Selon [ADE 2005], en 2004, sur les 14,45 millions de m² de surfaces neuves en tertiaire, 4,84 millions de m² étaient climatisés; 35 % des surfaces neuves des bureaux étaient climatisées. Le taux de renouvellement du parc de bureaux est de l'ordre de 3%, soit environ 5 millions de m² par an. Un flux annuel de 3,5 millions de m² par an de bureaux renouvelés climatisés peut donc être estimé.

Parc de bureaux climatisés par rapport au parc tertiaire				
	Tertiaire		Bureaux	
	Total en millions de m ²	Climatisés en millions de m ²	Total en millions de m ²	Climatisés en millions de m ²
France	839	150	180	57
Europe		1300		550

Figure 1.2 : Parc de bureaux en France et en Europe et flux annuel de bureaux climatisés

Le secteur tertiaire se décompose en huit branches principales aux activités de services très diversifiées. [ADE 2004], [ADE 2005].

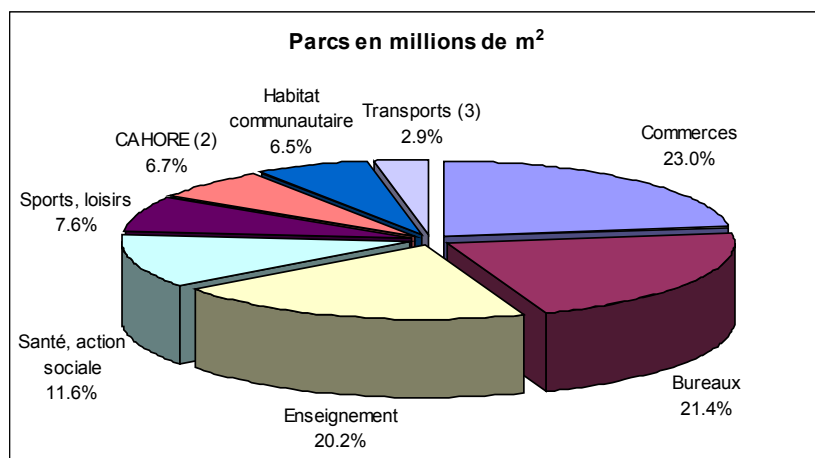


Figure 1.3 : Décomposition du parc tertiaire français en 2003

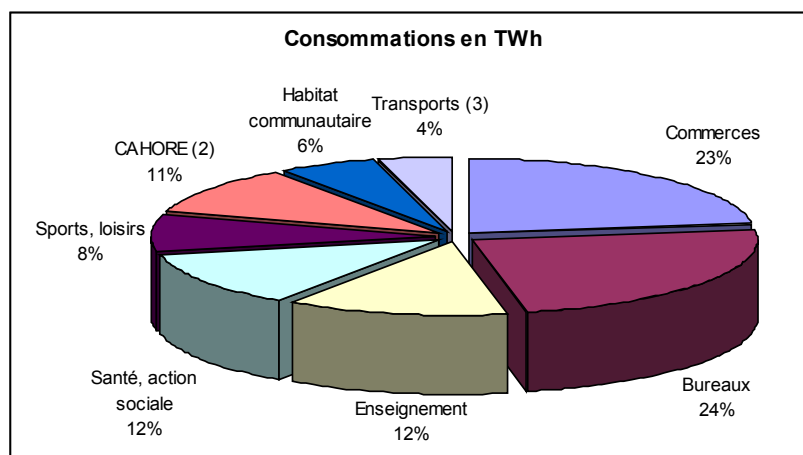


Figure 1.4 : Répartition des consommations énergétiques du parc tertiaire français

(1) Hors armées, artisanat, grands établissements publics de recherche et éclairage public

(2) CAHORE = Cafés, Hôtels, Restaurants

(3) Gares & aéroports

Dans ce secteur, les bâtiments de bureaux et les bâtiments de santé représentent environ 33 % par la taille et plus de 36 % par la consommation d'énergie totale. Ces deux branches occupent la première et la troisième place en consommation totale. Elles seront étudiées en détail dans cette thèse et spécifiquement les bureaux. La consommation annuelle moyenne est :

- bureaux : 180 millions de m², 283 kWh/m²,
- santé : 97 millions de m², 221 kWh/m².

Comme le montre le Tableau 1.2, pour l'ensemble du secteur tertiaire, l'usage chauffage représente encore, comme dans le résidentiel mais dans une moindre mesure, le premier poste de consommation avec 54 % de la consommation totale. Le second poste recouvre les usages spécifiques de l'électricité (26 %). La climatisation représente environ 5 % de la consommation totale du secteur.

Consommations énergétiques finales par usages en 2003						
Branches	Consommations d'énergie (TWh)					Total
	Chauffage	ECS	Cuisson	Electricité spécifique	Climatisation	
Commerces	22,2	2,9	1,1	20,5	2,9	49,7
Bureaux	28,5	1,4	0,8	16,3	4,2	51,2
Enseignement	19,9	2,4	1,6	2,3	0,3	26,6
Santé, action sociale	14,9	3,7	1,2	5,3	1	26,6
Sports, loisirs	9,1	3,8	0,4	2,9	0,8	17
CAHORE	9,8	2,6	5,9	3,3	0,9	22,6
Habitat communautaire	7	2,1	1,3	1,9	0,1	12,3
Transports	4	0,5	0,2	3,8	0,1	8,7
Total	115,4	19,4	12,7	56,3	10,3	214,1
Parts en %	54 %	9 %	6 %	26 %	5 %	100

Tableau 1.2 : Consommations énergétiques finales par usages en 2003

La majeure partie de l'électricité consommée dans le secteur tertiaire sert à alimenter des usages captifs. Pour ce qui concerne la climatisation, la consommation annuelle totale d'électricité imputable à cet usage est estimée à 10,3 TWh. Les bureaux viennent en

première place de la consommation en énergie de climatisation et de chauffage et en deuxième place pour ce qui est de consommation d'électricité spécifique.

1.2.3 Croissance du secteur climatisé

Malgré les progrès réalisés au niveau de la construction des bâtiments, plusieurs éléments contribuent à l'augmentation des besoins de rafraîchissement. Parmi ceux-ci on liste :

- l'isolation très efficace de l'enveloppe qui conduit à un emprisonnement de chaleur dans les cas où il y a impossibilité d'ouvrir les baies (hauteur ou à cause des bruits à l'extérieur);
- l'augmentation forte de taux des surfaces vitrées dans les bâtiments modernes pour des raisons architecturales avec absence de protections solaires extérieures;
- l'augmentation des jours où la température et le rayonnement extérieur sont au dessus de la moyenne;
- l'emploi d'un très grand nombre d'équipements électriques (ordinateurs, imprimantes, scanner, éclairage, etc...) ce qui augmente les apports internes pour qu'ils constituent l'élément majeur des charges de rafraîchissement (pour les nouveaux bâtiments isolés et équipés de protections solaires).

D'autre part, les progrès en matière de systèmes de climatisation ont permis d'améliorer l'image de la climatisation et d'éliminer l'inconfort généré par les anciens systèmes comme les températures de soufflage très basses, la différence de température en hauteur, les fortes vitesses d'air et le transport d'éléments pathogènes. De plus, ces systèmes ne sont plus considérés comme des produits de luxe suite à l'ouverture du marché à un grand nombre de fabricants notamment asiatiques et à la grande diversité des gammes de produits proposés. Leurs performances sont élevées avec des nouvelles technologies et spécialement avec le développement spectaculaire de compresseurs et l'emploi de la vitesse variable.

D'autres systèmes moins classiques sans fluide frigorigène seront évalués dans les cas où leur application est possible dans le secteur tertiaire.

1.2.4 Conclusion

Pour pouvoir limiter l'augmentation de la demande de climatisation il faut agir sur trois postes principaux :

- la conception du bâtiment et les gestions de ses équipements;
- l'emploi de matériels (bureautique, éclairage,...) à faible consommation;
- l'utilisation de systèmes de climatisation efficaces.

Ces trois postes sont interconnectés entre eux ce qui nécessite une étude plus approfondie de l'effet d'un ou plusieurs paramètres lié aux autres.

1.3 Enjeux

L'augmentation de la température moyenne de l'atmosphère à cause des gaz à effet de serre devient de plus en plus évidente. Elle est confirmée par le groupe intergouvernemental d'experts pour l'étude du climat (GIEC) qui estime l'accroissement entre 1,5 et 6 °C d'ici à la fin du siècle et cela en fonction des actions internationales prises. Ce réchauffement a déjà provoqué des perturbations climatiques ayant des conséquences directes sur la vie humaine et qui risquent de devenir plus importantes dans l'avenir. [ADE 2003]

Tenant compte de la marge d'action limitée des pays en voie de développement, dont les émissions vont s'accroître fortement, les pays industrialisés doivent contre-balancer en doublant leurs objectifs.

En France, le bâtiment est le plus gros consommateur d'énergie de tous les secteurs économiques, avec 68,8 millions de tonnes d'équivalent pétrole (en 2004), soit 42,7 % de l'énergie finale totale. Cette énergie consommée entraîne l'émission de 120 millions de tonnes de CO₂, représentant 25 % des émissions nationales et 32,7 millions de tonnes de carbone.

Le secteur tertiaire représente environ 17% de la consommation d'énergie nationale. Une faible part de cette consommation du tertiaire est due à la climatisation mais ce poste est l'un des seuls qui augmente fortement depuis plusieurs années.

Le secteur du bâtiment se positionne dorénavant comme un élément clé pour parvenir à résoudre les inquiétants défis environnementaux auxquels nous devons faire face.

Cette évolution est liée à une prise de conscience récente que ce secteur pourrait bien être le seul qui offre des possibilités de progrès suffisamment fortes pour répondre aux engagements européens et nationaux de réduction des émissions de gaz à effet de serre.

La directive 2002/91/CE du parlement européen et du conseil du 16 décembre 2002 sur la performance énergétique des bâtiments a fixé des exigences en ce qui concerne la méthode de calcul de la performance énergétique intégrée des bâtiments, on les résume en trois points :

- intégrer des éléments minimaux dans la méthode définie au niveau national ou régional, comme les caractéristiques thermiques des équipements de chauffage, climatisation, ventilation, etc..
- prendre en compte l'influence positive du recours aux énergies renouvelables ou aux systèmes collectifs ;
- classer les bâtiments en différentes catégories (bureaux, hôpitaux, hôtels et restaurants, etc...).

Le secteur résidentiel et tertiaire représente 40 % de la consommation d'énergie finale dans l'Union Européenne. Selon la directive, *« les bâtiments existants et les bâtiments neufs doivent répondre à des exigences minimales en matière de performance énergétique adaptées aux conditions climatiques locales. Les bonnes pratiques à cet égard devraient viser une utilisation optimale des éléments relatifs à l'amélioration de la performance énergétique »*. Plus loin, la directive considère que *« l'amélioration de la performance énergétique globale d'un bâtiment existant n'implique pas nécessairement la rénovation totale du bâtiment, mais pourrait se limiter aux parties qui ont le plus d'incidence sur la performance du bâtiment et qui sont rentables »*.

Au niveau national, le développement de la climatisation se fait dans un contexte politique de maîtrise de l'énergie. Le chapitre 3, titre II, intitulé « la maîtrise de l'énergie dans les bâtiments » de la loi n° 2005-781 du 13 juillet 2005 de programme fixant les orientations de la politique énergétique propose une nouvelle rédaction des articles du code de la construction et de l'environnement dans le but d'ajouter la notion de performance énergétique. La politique générale de l'Etat demande de chercher des solutions techniques efficaces : *« faire l'objet, avant construction, d'une étude de faisabilité technique et économique. Cette étude évalue ou envisage obligatoirement pour certaines catégories de bâtiments les diverses solutions d'approvisionnement en énergie de la nouvelle construction, dont celles qui font appel aux énergies renouvelables, aux productions combinées de chaleur et d'électricité, aux systèmes de chauffage ou de refroidissement urbain ou collectif s'ils existent, aux pompes à chaleur performantes en termes d'efficacité énergétique ou aux chaudières à condensation gaz, sans préjudice des décisions des autorités compétentes pour les services publics de distribution d'énergie »*.

Tous cela conduit à déduire que les solutions alternatives et les nouvelles technologies efficaces des systèmes de climatisation et de chauffage, des gestions d'éclairage, de

ventilation, des apports internes et de l'amélioration des matériaux isolants doivent être étudiés et qualifiés.

C'est dans cette optique que la méthode *Consoclim* dédiée à l'estimation des consommations d'énergie destinée à la phase de conception a été améliorée. Cette méthode, repose sur les points essentiels suivants : la comparaison des solutions entre elles, la modélisation du fonctionnement des appareils à charge partielle, le foisonnement des puissances appelées, l'estimation des incertitudes du calcul. Elle est développée en collaboration avec le CSTB et transformée en outil informatique de prévisions de consommation. Le mode de calcul fait l'objet d'une validation par comparaison avec les BESTEST [ANS 2001] et des mesures in-situ sur plusieurs immeubles de bureaux équipés de ventilo-convecteurs.

Les pistes où il est estimé qu'une réduction importante de la consommation globale sera atteinte peuvent être résumées :

- conception du bâtiment, performance des systèmes, équipements à faible consommation ;
- maintenance des systèmes, ce qui amène aux projets de certification, commissionnement et inspection ;
- formation des usagers afin de changer leur comportement et limiter des gestes qui peuvent augmenter les consommations ;
- développement des outils de prévision des consommations ;
- établissement de guides montrant la disponibilité des solutions et donnant des indications sur les gains qui peuvent être obtenus suite à certaines gestions ;
- étude technico-économique indiquant la rentabilité des solutions proposées ;
- comparaison des solutions et affichage simple des résultats pour être accessible aux maîtres d'ouvrage et aux propriétaires.

1.4 Objectifs

1.4.1 Réduction considérée comme « importante »

Selon [ADE 2005], la consommation annuelle moyenne en bureaux serait proche de 280kWh/m² répartie comme suit:

- Eclairage : 40 kWh/m²
- Chauffage : 135 kWh/m²
- Rafraîchissement : 45 kWh/m²
- Usages spécifiques électriques (bureautique essentiellement) : 25 kWh/m²
- Auxiliaires (pompes, ventilateurs) : 35 kWh/m²

La Figure 1.5 représente la différence des niveaux de consommation entre deux simulations de bâtiment de bureau, une avec les valeurs des bâtiments existants et l'autre avec les solutions envisagées dans le cadre de cette thèse.

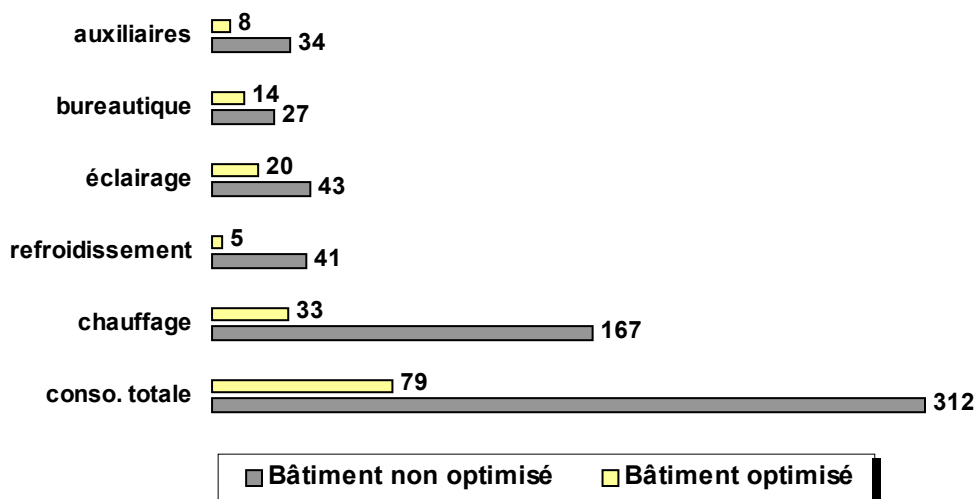


Figure 1.5 : Comparaison entre les consommations annuelles (kWh/m²) des bâtiments de bureaux existants en France et des bâtiments utilisant les meilleures technologies disponibles.

L'objectif de la thèse est d'expliquer comment on peut accéder à une telle réduction pour n'importe quel bâtiment. Pour cela, il s'agit de développer des outils et poser le principe d'une méthodologie d'identification des solutions optimales.

1.4.2 Combinaisons optimales de solutions performantes - méthodologie

De nombreuses techniques performantes du point de vue énergétique existent sur le marché et sont mises en oeuvre dans le secteur du bâtiment neuf et pour certaines dans le cadre de rénovations. Pour atteindre de faibles consommations globales en immeubles tertiaires, tous les postes consommateurs doivent être traités avec attention : conception ou rénovation du bâti, éclairage, ventilation et rafraîchissement, bureautique, chaud, eau chaude sanitaire, intégration des énergies renouvelables. Or, les difficultés rencontrées pour évaluer simplement les gains énergétiques, environnementaux et de confort, ne permettent pas d'effectuer des choix de combinaisons de solutions en parfaite connaissance de cause.

L'étude des nombreuses variantes de combinaisons possibles est rarement réalisée faute de temps.

Il s'agit donc de mettre au point une méthodologie permettant d'approcher sans simulation par le concepteur/décideur :

- les consommations totales (combustible et électricité pour tous les usages) d'un bâtiment neuf ;
- la comparaison d'une consommation annuelle estimée après amélioration à la consommation existante dans le cas d'une rénovation.

1.4.3 Typologie

La base de beaucoup de travaux de simulation numérique ou de mesures expérimentales consiste à définir ou choisir des bâtiments de référence. Dans notre cas, on a mis en place une typologie de bâtiments de bureaux et de santé, représentative du parc français. L'objectif n'étant pas d'atteindre la plus haute précision de représentativité du parc réel, mais d'avoir un minimum de types de bâtiments reflétant le mieux possible la distribution du parc français du domaine étudié.

Cela permet de réduire le nombre des cas à traiter et d'éviter une répétitivité possible entre des bâtiments peu différents.

Les aspects retenus pour différencier deux types sont principalement : la surface, le pourcentage de parois verticales vitrées et le découpage des zones selon l'usage.

Le but est d'analyser l'effet du type sur les consommations et les réductions possibles. Le chapitre 2 décrit en détail la typologie développée pour fixer les cas de référence. Il donne aussi les types de systèmes associés à chaque type de bâtiment.

1.4.4 Paramètres les plus influents

On a utilisé l'expression « combinaisons de solutions performantes ou optimales ». Pratiquement, ces solutions se traduisent par l'introduction de nouveaux matériels technologiquement avancés et énergétiquement efficaces. Ceux-ci peuvent être des composants de l'enveloppe ou des gestions des protections solaires, des systèmes de climatisation, de chauffage, etc..

Autrement dit, en simulation, la « traduction » de ces technologies consiste à modifier les paramètres des modèles de ces composants. D'après la bibliographie, on sait a priori quels composants sont importants et ne doivent pas être négligés ; à titre d'exemple : l'isolation ou le rendement de production du système.

Par souci d'efficacité, des hypothèses sont posées. Par exemple, pour le scénario d'occupation, on ne peut pas prendre cet élément avec toute sa variabilité. On a donc considéré un scénario qui reflète au mieux l'occupation dans le parc français puis établi des indices de l'effet d'une occupation forte ou faible.

Le Chapitre 2 traite des paramètres à faire varier et des solutions techniques correspondant à leurs valeurs. Le choix des matériels et des solutions est exposé.

1.4.5 Modélisation – bibliothèque de l'outil de simulation

Afin de pouvoir quantifier une solution technique émergente dans le marché, il faut un modèle qui représente son fonctionnement. La bibliothèque de modèles de l'outil retenu (voir paragraphe suivant) a ainsi dû être complétée. Des composants ou des systèmes ont été modélisés au cours du travail et insérés dans l'outil informatique. Plusieurs gestions déjà existantes ont aussi été modifiées pour les adapter au concept de bâtiments à faible consommation d'énergie. Le Chapitre 3 expose les éléments modélisés, les ajouts et les modifications des gestions de bâtiment ou du système.

1.4.6 Outil de simulation

Les modèles développés respectent un certain niveau de simplicité, de compréhension des paramètres et surtout de disponibilité des entrées nécessaires. Ces entrées ou paramètres doivent être accessibles, la seule ressource étant les documents constructeur. Les catalogues de produits certifiés sont de plus en plus disponibles.

Actuellement, sauf en matière d'outil réglementaire il n'existe pas de procédure de qualification des outils de prévision de consommation permettant de les certifier. Toutefois, la prévision de consommation a pour but essentiel de trouver l'ordre de grandeur dans une fourchette d'incertitude définie, de pouvoir comparer des solutions entre elles et de mesurer l'impact de certains paramètres sur la consommation annuelle. Cela fait l'objet de l'outil *Consoclim* développé par le CEP et le CSTB exposé brièvement dans le chapitre 3.

1.4.7 Plan d'expérience – modèle multi paramètres

Ayant à disposition tous les éléments nécessaires aux simulations et à l'analyse des résultats, le recours aux plans d'expérience va réduire notablement le nombre de ces simulations. L'application d'un type spécifique dans le domaine de bâtiment, les plans fractionnaires, est détaillé dans le chapitre 4.

L'emploi des plans d'expériences numériques (simulation des bâtiments et de leurs systèmes de production, distribution) pour l'étude de sensibilité des consommations au choix des solutions permet alors d'envisager l'obtention de modèles paramétriques simples associés à des couples bâtiment/système types. Ces modèles fournissant la consommation totale peuvent être obtenus moyennant un nombre réduit de simulations si le plan d'expériences est correctement réduit.

Ceci permet d'envisager de produire la méthode de base pour établir une bibliothèque de modèles multi-paramètres donnant la consommation en fonction des paramètres clés du bâtiment/système.

1.4.8 Dimensionnement des équipements de production/distribution

A chaque étude de consommation réalisée, la question du dimensionnement des installations revient avec des interrogations concernant la méthode et le choix des éléments du système. Un système sous dimensionné a un effet direct sur la consigne qui ne sera pas respectée tandis qu'un système surdimensionné risque souvent d'augmenter la consommation en particulier des auxiliaires et, bien sûr, le coût d'investissement. Sachant que les systèmes de climatisation et de chauffage fonctionnent plus de 60 % du temps à des taux de charge faibles, le dimensionnement est crucial. Une méthodologie de dimensionnement automatique a été mise au point pour les systèmes les plus classiques.

Un autre élément qui doit être pris en considération vient du fait que les besoins de climatisation sont en France plus sensibles aux conditions intérieures qu'aux conditions extérieures et spécifiquement dans les bâtiments bien isolés ayant des charges internes très importantes.

La méthode de dimensionnement qui précède les simulations numériques avec laquelle les systèmes sont sélectionnés est détaillée. Les différents scénarios de dimensionnement sont exposés et l'effet des éléments principaux (météo, gestion interne, etc...) est quantifié. Cette méthode prend en compte les éléments les plus influents, et nécessite des pré-simulations. Les données à entrer sont accessibles dans les documents constructeur. Un exemple est traité dans le chapitre 5.

1.4.9 Présentation des résultats

En indiquant les conditions de confort dans les résultats, le chapitre 5 développe un exemple complet. On présente les conclusions par secteur. Les éléments supplémentaires non traités dans le plan d'expériences font l'objet d'une évaluation séparée. Les courbes de charge, la consommation par poste en énergie payante et en énergie primaire sont données.

Dans le dernier chapitre, l'élaboration de modèles paramétriques et leur utilité est abordée. Il sert de base à un futur travail d'optimisation des coûts. Cela conduit aux conclusions générales et aux perspectives ouvertes par le travail réalisé.

1.5 Références – Chapitre 1

- [ADE 2004]** Agence gouvernementale De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie, Plan Climat 2004, www.ademe.fr
- [ADE 2003]** Chiffres clés du bâtiment 2003, ADEME.
- [ADE 2005]** Chiffres clés du bâtiment 2005, ADEME.
- [ANS 2001]** Standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs, ANSI/ASHRAE Standard 140-2001
- [CLI 2005]** Données Clim-info issues de Clim Pratique n°69, mars 2005.
- [CVC 2005]** Données Clim-info issues de CVC n°834, mars/avril 2005.
- [EEC 2005]** Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners study (EECCAC) for the D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Commission of the E.U., Co-ordinator: ADNOT J., janvier 2005.
- [RPF 2005]** Revue Pratique de froid, n° 929, octobre 2005.

CHAPITRE 2 – TYPOLOGIE DE BATIMENTS / SYSTEMES PARAMETRES PRINCIPAUX – SOLUTIONS TECHNIQUES

2.1 Fabrication d'un échantillon de base

La base de la méthodologie proposée est la sélection de bâtiments représentatifs. Avec la diversité des bâtiments existants ou rénovés, l'étude ne peut pas se limiter à un bâtiment unique dans ses caractéristiques géométriques et architecturales, et dans son découpage d'usage. Ces caractéristiques permettent le classement des bâtiments sous différents types. Ainsi le traitement d'un type limite le nombre de paramètres variés et simplifie l'analyse des résultats et le choix des solutions correspondantes.

Dans la littérature, on ne trouve pas une démarche aussi systématique. Le but est souvent d'étudier une gestion ou une solution spécifique pour un bâtiment précis. C'est pourquoi, **on a fabriqué l'échantillon de base pour les deux catégories étudiées du secteur tertiaire.**

2.2 Description des bâtiments types de bureaux en France

2.2.1 Typologie de bâtiments retenue - Bureaux

A partir des caractéristiques des bâtiments constitutifs du parc français et des chiffres globaux indiqués au chapitre 1, trois types de bâtiments sont retenus. Le premier type correspond à des bâtiments de grande surface, fortement vitrés. Le deuxième type regroupe des bâtiments de taille plus modeste, faisant l'objet par exemple d'une rénovation, leur surface de vitrage est plus faible que celle des bâtiments du premier type (immeuble néo-haussmannien). Le troisième type concerne les petits bâtiments que l'on rencontre dans les zones industrielles et les pépinières d'entreprises. Trois sous-catégories sont distinguées dans le premier type correspondant à des spécificités géométriques. Les clés de répartition sont déduites de [CST 1996]. Le tableau 2.1 résume nos choix :

Répartition des bureaux climatisés par type			
		Parc (en millions de m ²)	Flux annuel (en millions de m ²)
TYPE 1-a (14%)	Mur rideau, plateau large et salle de réunion aveugle, bureaux paysagés 15 000 m ²	7,5	1
TYPE 1-b (20%)	Idem TYPE 1 avec bureaux cloisonnés	11	1,5
TYPE 1-c (33%)	Idem TYPE 1-b sauf plateau mince (bureaux cloisonnés) et salle de réunion sur extérieur	18	2,3
TYPE 2 (8%)	Immeuble rénové, 5000 m ² , structure plutôt lourde et bureaux cloisonnés	4	0,5
TYPE 3 (25%)	Immeuble de petite taille (1000 m ²)	13	1,7

Tableau 2.1 : Typologie des bâtiments de bureaux climatisés

Les figures suivantes donnent une approche de la répartition géographique des systèmes de climatisation dans ces bâtiments. [BRE 2000]

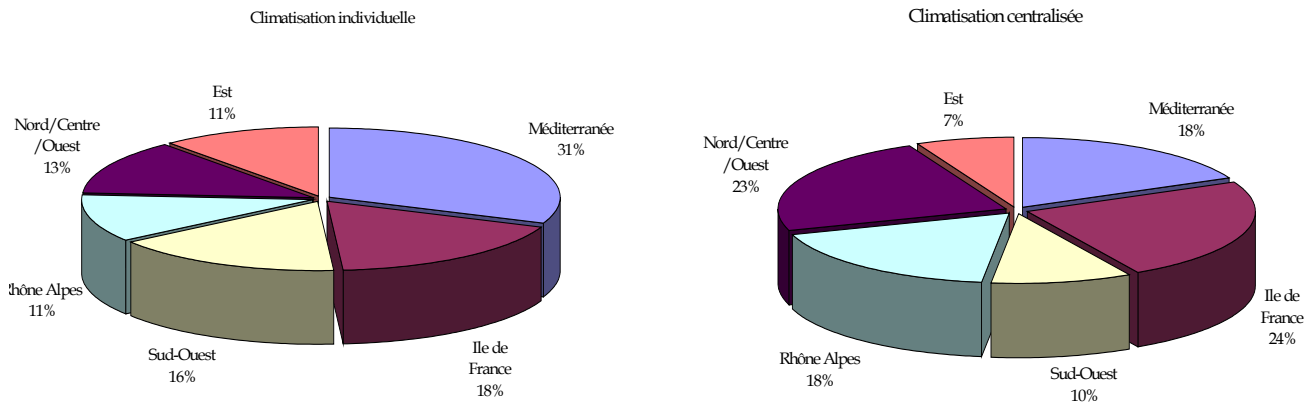
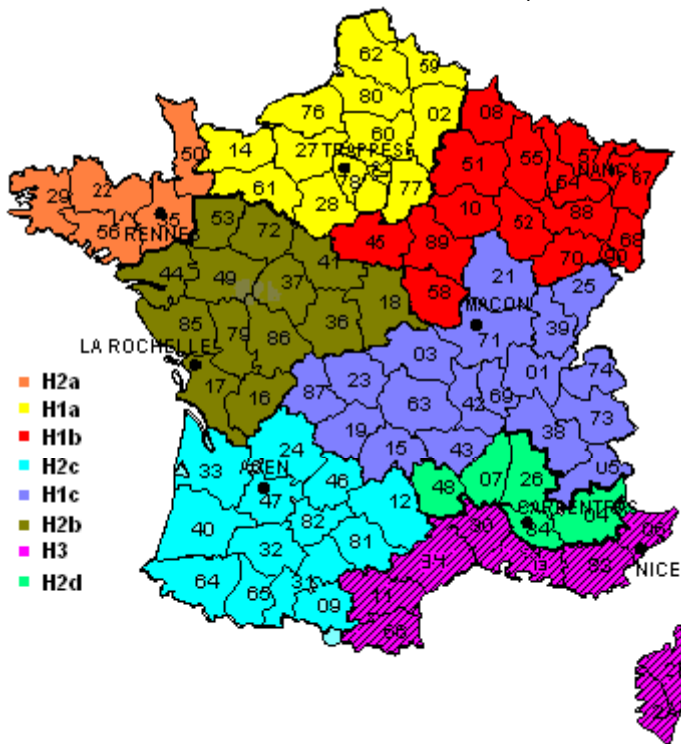


Figure 2.1 : Répartition géographique des installations en 1999

En retenant les chiffres de la climatisation centralisée de la figure 2.1 comme les plus représentatifs du parc des bureaux, on répartit par zone (en pourcentage de la surface climatisée, c'est à dire 57 millions de m²) :

- Zone H1a + H2a + H2b : **47 %**
- Zone H1b : **7 %**
- Zone H2c : **10 %**
- Zone H2d + H1c : **18 %**
- Zone H3 : **18 %**



Les simulations se feront sur la base de 3 climats : Trappes représentatif des zones H1a, H2a et H2b, Mâcon représentatif de zone H2d et H1c, Nice représentatif de la zone H3.

Un autre chiffre significatif, celui concernant les répartitions des systèmes « Splits » et « mono-Splits » par région selon le pourcentage d'unités extérieures installées. En 2005, l'estimation de Clim-info [CLI 2005] donne la distribution géographique pour le résidentiel et le petit tertiaire. La région PACA est en tête avec 32 %,

15 % pour Aquitaine Midi-Pyrénées, 12 % pour le Rhône-Alpes et 12 % pour l'IDF, 10 % pour Languedoc Roussillon et 5.7 % pour Champagne Ardennes.

D'ailleurs, selon le Panel Gfk¹ [RGF 2005], Figure 2.2, les ventes de climatiseurs fixes/mobiles par région montrent **le poids prépondérant du sud et l'IDF** avec une répartition homogène d'appareils mobiles. Le nombre d'appareils fixes vendus est égal à 35000.

¹ 5^e gr' upe m' ndial des instituts d'études et de marketing

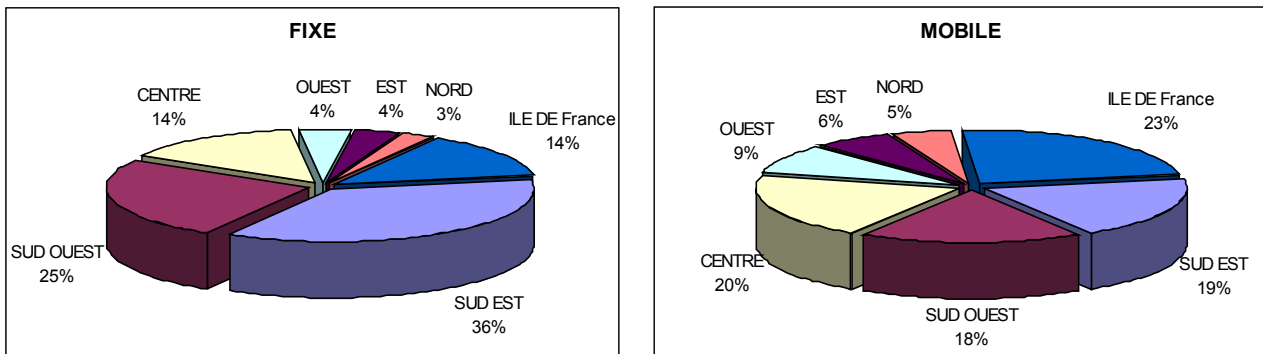


Figure 2.2 : Répartition des ventes de climatiseurs fixes/mobiles par région en 2005

Les premières simulations ont montré des résultats en consommation très proches entre Trappes et Mâcon, c'est pourquoi on a finalement réduit le nombre de climats représentatifs à deux : Trappes et Nice.

Dans la thèse, on considère ensuite ces deux climats comme base des simulations.

Afin de tester l'influence d'une telle hypothèse simplificatrice, des simulations sur un bâtiment seront exposées en prenant les météo des six autres régions climatiques indiquées ci-dessus. L'objectif de thèse est, rappelons le, de montrer l'effet de paramètres principaux et non de couvrir tous les climats différents des régions françaises. La méthodologie développée au cours de ce travail pourra ensuite s'appliquer à des cas de météo particulières.

2.2.2 Typologie des bâtiments de santé

Selon les informations délivrées par l'association Ingénieurs Hospitaliers de France [IHF 2005], l'observatoire des recompositions hospitalières [ORH 2005], il existe en France 4203 établissements hospitaliers, ce qui représente une capacité d'accueil de 465 494 lits.

Un échantillon représentatif est fabriqué d'après une étude complète et approfondie du parc existant des bâtiments de santé [FIL-2 2005]. La typologie dressée tient compte de la spécificité du domaine de santé et la complexité de certaines zones comme à titre d'exemple les plateaux techniques des hôpitaux.

Deux bâtiments types ont été retenus. Le premier type correspond à un hôpital de grande surface égale à 30 450 m². Le deuxième type correspond à une maison de retraite d'une surface égale à 3900 m².

2.2.3 Caractéristiques géométriques des bâtiments types

A partir de plans et d'une représentation schématique, les caractéristiques géométriques (ratio de surface déperditive, ratio de surface vitrée, etc...) ont été établies [FIL 2003]. Pour plus de détail sur la géométrie des bâtiments, voir l'Annexe 2A et 2B.

2.2.3.1 Bâtiments de bureaux

Le bâtiment de type 1a - grande surface avec les bureaux paysagés - a les caractéristiques géométriques suivantes.

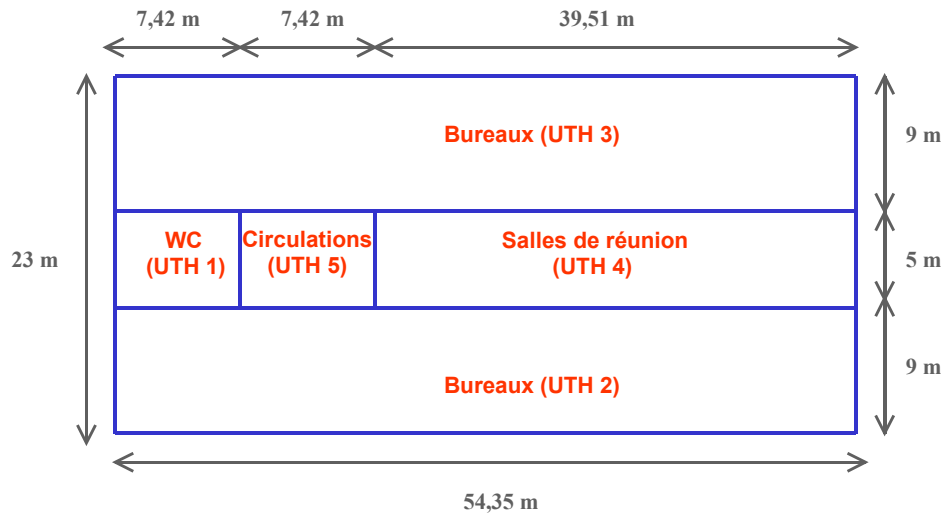


Figure 2.3 : Plan et découpage du bâtiment 1a

Le bâtiment de type 1b - grande surface bureaux cloisonnés - a les caractéristiques géométriques suivantes.

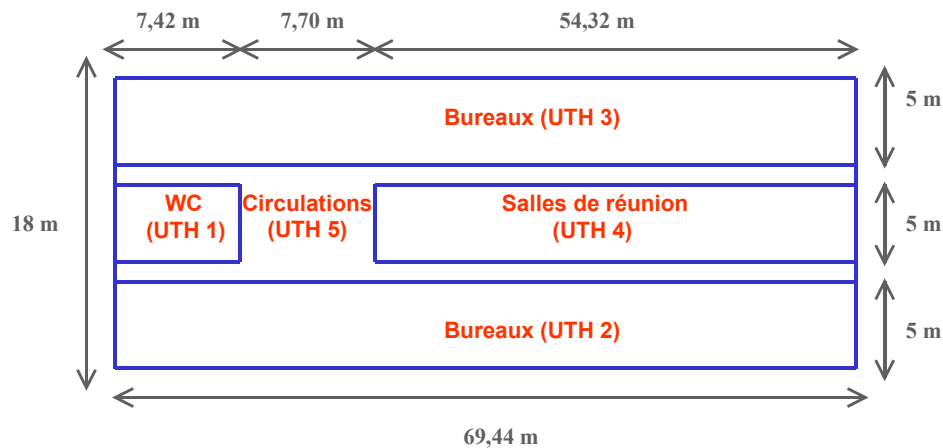


Figure 2.4 : Plan et découpage du bâtiment 1b

Le bâtiment de type 1c - grande surface, plateau mince, salle de réunion sur extérieur et bureaux cloisonnés - a les caractéristiques géométriques suivantes.

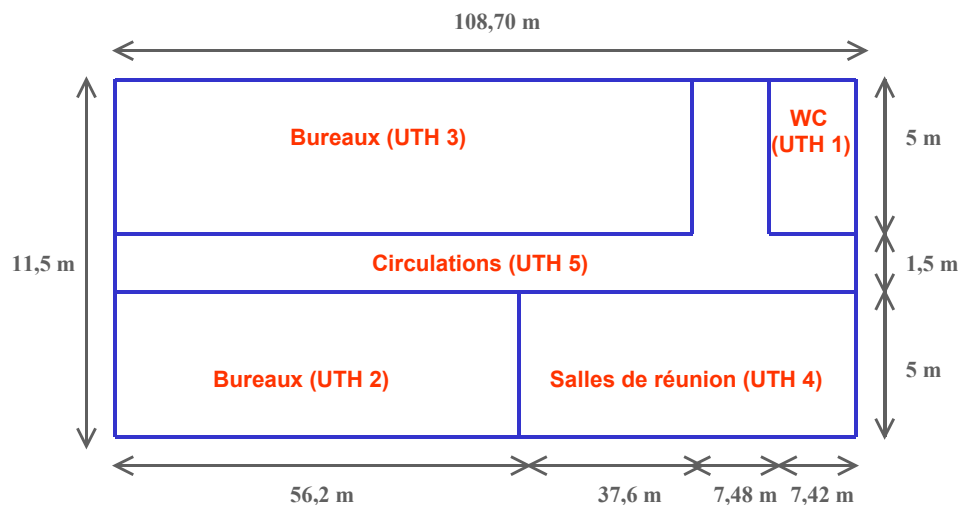


Figure 2.5 : Plan et découpage du bâtiment 1c

Le bâtiment de type 2 - taille moyenne en « maçonnerie traditionnelle » - a les caractéristiques géométriques suivantes.

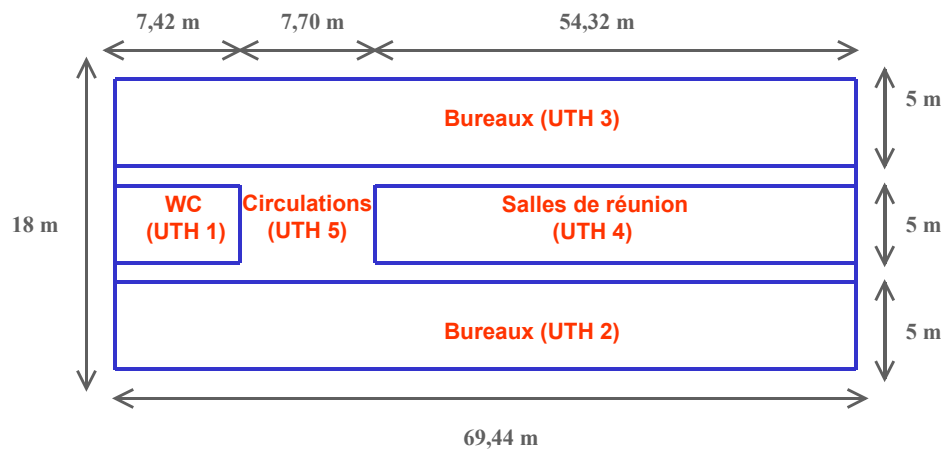


Figure 2.6 : Plan et découpage du bâtiment 2

Le bâtiment de type 3 - taille modeste que l'on rencontre en zone péri urbaine - a les caractéristiques géométriques suivantes.

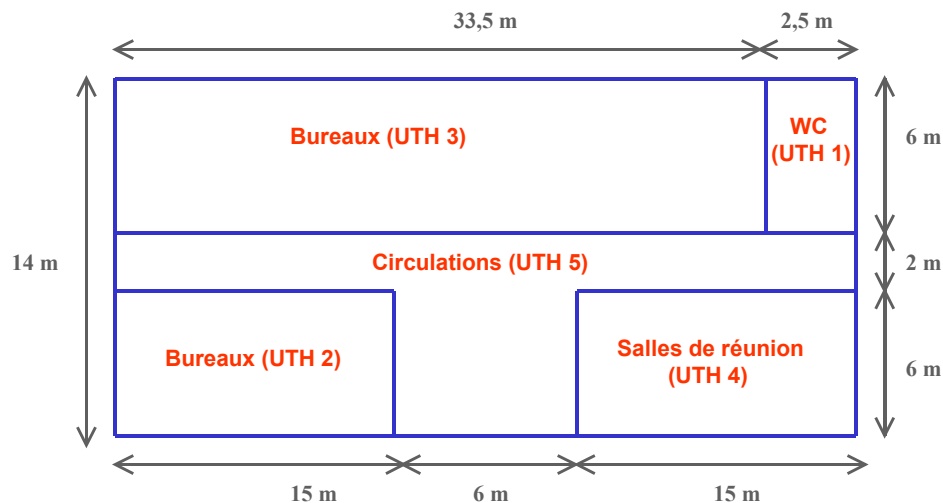


Figure 2.7 : Plan et découpage du bâtiment 3

- Récapitulatif des caractéristiques géométriques des bâtiments types – Bureaux

Type de bâtiment	1a	1b	1c	2	3
Surface totale utile	15000 m²			5000 m²	1000 m²
Hauteur sous plafond	3 m				2,7m
Orientation	Nord/Sud ou Est/Ouest				
Ratio de surface par usage (par rapport à la surface totale utile)					
Bureaux	0,78	0,55	0,6	0,55	0,54
Salle de réunion	0,16	0,22	0,21	0,22	0,18
Sanitaires, locaux techniques	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Circulations	0,03	0,2	0,16	0,20	0,25
Ratio de surface de parois déperditives (par rapport à la surface totale utile)					
Totale	0,34	0,42	0,53	0,58	1,02
Parois verticales (opaques et vitrées)	0,26	0,34	0,44	0,33	0,52
Toiture	0,08	0,08	0,08	0,25	0,5
Baies vitrées (verticales)	0,13 (50% de la surface verticale)	0,17 (50% de la surface verticale)	0,22 (50% de la surface verticale)	0,09 (27,5% de la surface verticale)	0,2 (40% de la surface verticale)

Tableau 2.2 : Caractéristiques générales des bâtiments de bureaux

2.2.3.2 Bâtiments de santé

Le bâtiment de type 1 - hôpital de grande surface CHU² ~ 850 lits - a les caractéristiques géométriques suivantes.

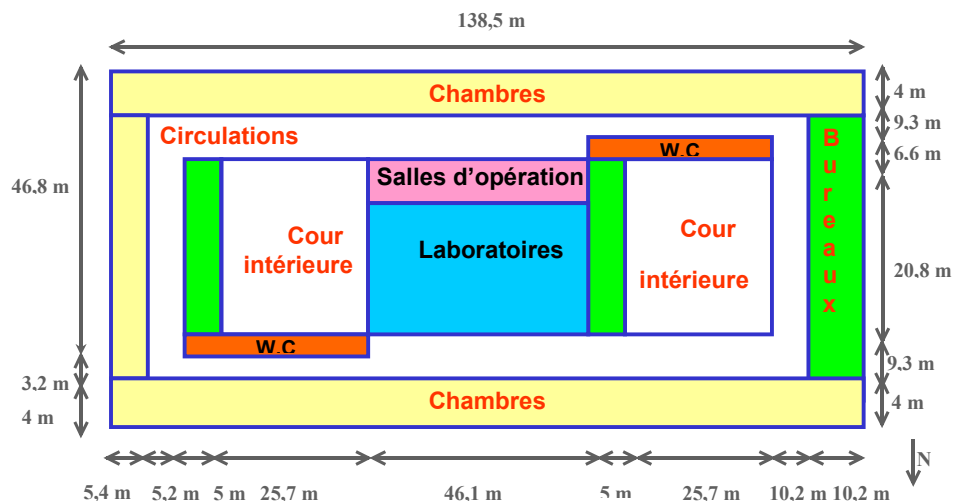


Figure 2.8 : Plan et découpage du bâtiment 1 – hôpital CHU

Le bâtiment de type 2 – maison de retraite ~ 90 lits - a les caractéristiques géométriques suivantes.

² CHU : Centre Hospitalier Universitaire

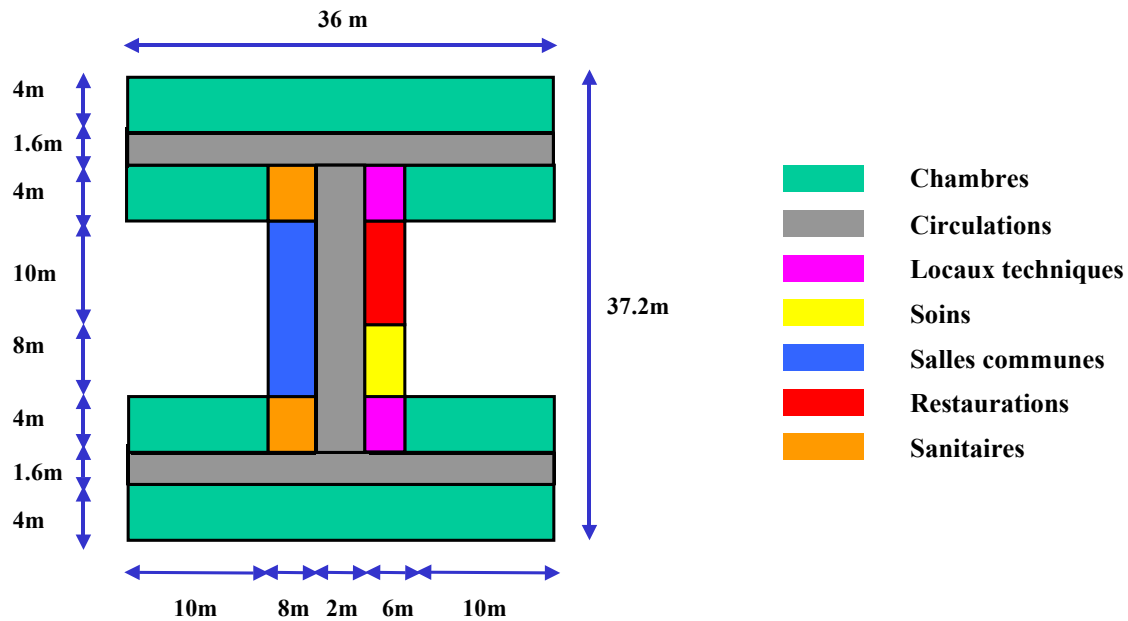


Figure 2.9 : Plan et découpage du bâtiment 2 – Maison de retraite

- Récapitulatif des caractéristiques géométriques des bâtiments types – Bâtiments de santé

Type de bâtiment	1	2
Surface totale utile	30450 m ²	3900 m ²
Hauteur sous plafond	3 m	
Orientation	Nord/Sud pour les chambres, Ouest pour les bureaux	Nord/Sud pour les chambres, Ouest pour les salles communes
Ratio de surface par usage (par rapport à la surface totale utile)		
Bureaux, consultations et urgences	0,12	-
Laboratoires, restaurants et pharmacies	0,16	-
Salles d'opérations	0,05	-
Circulations	0,39	0,17
Sanitaires	0,06	0,06
Chambres	0,22	0,46
Salles communes	-	0,15
Restaurants	-	0,06
Soins	-	0,05
Locaux techniques	-	0,05
Ratio de surface de parois déperditives (par rapport à la surface totale utile)		
Totale	0,49	1,25
Parois verticales (opaques et vitrées)	0,29	0,67
Toiture	0,20	0,58
Baies vitrées (verticales)	0,08 (27.5% de la surface verticale)	0,20 (30% de la surface verticale)

Tableau 2.3 : Caractéristiques générales des bâtiments de santé

2.3 Matrice Système/Bâtiment

La typologie des bâtiments types étant dressée, il faut associer ensuite à chaque type de bâtiment les systèmes de conditionnement compatibles. Encore une fois, après le

classement des bâtiments de chaque secteur sous des types, le nombre des paramètres varié est limité en organisant la méthodologie par la matrice mentionnée.

Cependant, la fabrication de cette matrice n'est pas évidente. Un travail commun avec **des partenaires experts des bureaux d'études** a permis la validation de ce choix essentiel. [FIL-1 2005], [FIL-2 2006]

2.3.1 Bâtiments de bureaux

Les systèmes retenus pour les bureaux sont les suivants :

- ventilo-convecteurs VC 4 tubes alimentés par un groupe frigorifique air/eau et une chaudière à gaz,
- système à débit d'air constant DAC alimenté par un groupe frigorifique air/air et une chaudière à gaz,
- système à débit d'air variable DAV alimenté par un groupe frigorifique air/air et une chaudière à gaz,
- système à dessiccation DEC dans les salles de réunions et ventilo-convecteurs VC 4 tubes dans les zones « bureaux » alimentés par un groupe frigorifique et une chaudière à gaz, l'énergie rejetée au condenseur est récupérée pour la régénération de la roue à dessiccation,
- système à débit de réfrigérant variable DRV,
- système « Split »,
- système pompe à chaleur PAC eau/eau, distribution basse température,
- système à absorption avec ventilo-convecteurs VC 2 tubes.

2.3.2 Bâtiments de santé

Les systèmes retenus pour les hôpitaux sont :

- ventilo-convecteurs VC 4 tubes alimentés par un groupe frigorifique air/eau et une chaudière à gaz avec un système DAC pour les salles d'opérations,
- ventilo-convecteurs VC 4 tubes alimentés par un groupe frigorifique air/eau et une chaudière à gaz avec un système DEC pour les salles d'opérations,
- ventilo-convecteurs VC 4 tubes alimentés par une thermofrigo-pompe sur nappe,

Les systèmes retenus pour les maisons de retraite sont :

- ventilo-convecteurs VC 4 tubes, VC 2 tubes pour les locaux uniquement chauffés
- système « Split », VC 2 tubes pour les locaux uniquement chauffés

2.3.3 Récapitulatif et justification des choix

Le Tableau 2.4 présente un récapitulatif des systèmes qui conviennent à chacun des 5 types de bâtiments de bureaux. Les simulations seront limitées aux cas présentés dans ce tableau.

- Le système à ventilo-convecteurs alimenté par des groupes de production centralisée peut être installé dans tous les types de bâtiment.
- Les systèmes DAV sont généralement destinés aux locaux dont les apports de chaleurs sont fluctuants, comme les locaux en position centrale des immeubles de bureaux de grande surface. Ils sont compatibles avec les types 1a, 1b et 1c.
- Le système DAC est installé dans le type 1a uniquement. Le type 1a est un bâtiment paysagé, le système DAC est adapté aux locaux mono zone comme ce type de bureau.

- Le système DRV est favorable dans les immeubles où le transfert de chaleur peut s'effectuer entre des zones ayant des besoins inverses. L'évolution visée de ce type de système permet d'enchaîner plusieurs machines en série pour satisfaire les demandes de grands bâtiments. Pourtant, dans la pratique, on ne trouve pas ce type dans les tours (type1). On retient dans ce système les deux types 2 et 3.
- Par souci architectural, il est impossible d'installer des systèmes Splits sur les grands bâtiments, ce type de système reliant une unité terminale à une unité extérieure est réservé au type 3.
- La puissance limitée des systèmes PAC réversibles à basse température de distribution ne permet l'utilisation de ce système qu'avec les types 2 et 3.
- Le groupe à absorption à gaz est envisagé uniquement pour le bâtiment 3. Il est étudié à titre de comparaison puisque seule l'unité de production est modifiée.
- Le système DEC (Dessicative and Evaporative Cooling) est plus innovant. On commence à le trouver dans des locaux nécessitant un débit d'air important. Il est étudié dans les salles des réunions du bâtiment type 3. Sa puissance limitée due à l'encombrement limite son emploi aux petits immeubles.

	VC	D, V	D, C	DRV	SPLIT	P, C	DEC	Groupe absorption à chauffage au gaz
Bureaux type 1a	✓	✓	✓					
Bureaux type 1b	✓	✓						
Bureaux type 1c	✓	✓						
Bureaux type 2	✓			✓		✓		
Bureaux type 3	✓			✓	✓	✓	✓	✓
Santé type 1	✓		✓					
Santé type 2	✓				✓			

Tableau 2.4 : Récapitulatif type de système associé au type de bâtiment

- Le système ventilo-convecteurs à deux ou quatre tubes, selon qu'on veut rafraîchir ou pas, est un système compatible avec les hôpitaux et les zones climatisées des maisons de retraites. Pour le plateau technique qui nécessite de grands volumes d'air neuf, la centrale d'air DAC est adoptée.
- Les « Splits » sont une solution pour les maisons de retraites uniquement dans les salles communes et les soins, seuls locaux climatisés dans ce type de bâtiment. Les VC 2 tubes assurent le chauffage dans les autres locaux.

2.4 Paramètres et solutions techniques correspondantes

Les effets des paramètres du bâtiment et des gestions sur les besoins ou consommations du bâtiment sont un des objectifs du travail de thèse. Les paramètres principaux testés sont au nombre de neuf :

- Niveau d'isolation des parois opaques (toit et murs)
- Caractéristiques des surfaces vitrées
- Orientation
- Mode de gestion des protections solaires
- Mode de ventilation
- Niveau d'inertie
- Perméabilité

- Mode de gestion et efficacité des équipements de bureautique
- Gestion et efficacité de l'éclairage

L'effet des paramètres principaux des systèmes concernent :

- Rendement de la chaudière gaz
- Efficacité énergétique de l'appareil de production de froid
- Rendement des ventilateurs et pompes
- Niveau d'isolation des réseaux de distribution

Chacun des paramètres est présenté dans la suite avec les niveaux de variation retenus. Les solutions techniques qui valident ce choix sont exposées. Un guide publié développe largement les solutions [FIL-3 2006]. Le choix du nombre de niveaux du plan d'expériences sera justifié dans le chapitre 4.

Dans cette partie, on expose uniquement les paramètres, leur niveau de base et les solutions techniques. Ces paramètres (Tableau 2.5) sont plutôt détaillés pour les bureaux même s'ils peuvent s'appliquer aux bâtiments de santé. La thèse comme mentionné au premier chapitre détaille le secteur « bureaux » tandis que pour les bâtiments de santé des résultats indicatifs sont donnés.

Une recherche **validée par des experts des bureaux d'études** a été menée sur le marché pour identifier les meilleures solutions techniques, BAT (Best Available Technologies). D'une manière générale, on a choisi le niveau le moins exigeant en respectant la RT 2000. Les valeurs données ci-après correspondent à des valeurs issues des gammes des constructeurs. Ceci rend les conclusions du travail plus pratiques.

Récapitulatif des niveaux des paramètres clés retenus		
Paramètre	Niveau bas	Niveau haut
1. Isolation des parois opaques (toit et des murs)	Toit : 0.2 W/m ² .K Mur : 0.4 W/m ² .K	Toit : 0.4 W/m ² .K Mur : 0.6 W/m ² .K
2. Caractéristiques des surfaces vitrées	2 W/m ² .K	3 W/m ² .K
3. Orientation	Nord/Sud	Est/Ouest
4. Gestion des protections solaires	Occupant peu sensible à l'éclairage naturel	Occupant trop sensible à l'éclairage naturel
5. Ventilation	Réduction par 30% de débit hygiénique	Débit hygiénique
6. Inertie	Lourde	Moyenne
7. Perméabilité	1.2 m ³ /h/m ² sous 4 Pa	2.4 m ³ /h/m ² sous 4 Pa
8. Equipements de bureautique	7.5 W/m ²	15 W/m ²
9. Gestion et efficacité de l'éclairage	10 W/m ² avec interrupteur et gradateur	18 W/m ² avec interrupteur
10. Rendement de chaudière à gaz	Valeurs RT2000	Chaudière à condensation
11. Efficacité énergétique du groupe frigorifique	EER = 1.9 pour un groupe frigorifique, un Split ou système DRV	EER = 3.3 (4.2) pour un groupe frigorifique (pour un Split ou système DRV)
12. Rendement des ventilateurs et pompes	52 %	85 %
13. Niveau d'isolation des réseaux de distribution	Classe 2 selon RT 2000 (0.28 W/m.K)	Classe 6 selon RT 2000 (0.14 W/m.K)

Tableau 2.5 : Récapitulatif des niveaux des paramètres clés retenus

✓ Isolation des parois opaques

L'isolation d'un bâtiment implique le traitement des parois déperditives et celui des linéiques (ponts thermiques) qui correspondent à des ruptures de l'isolation surfacique.

Le coefficient de déperdition spécifique par transmission exprimé en $W/m^2.K$ caractérise l'ensemble des éléments constituant une paroi extérieure. Les deux valeurs retenues permettent d'évaluer l'effet d'une isolation plus efficace qu'une autre.

L'objectif critique pour les parois opaques verticales (resp. pour la toiture) d'une valeur $U=0.4$ $W/m^2.K$ (resp. $U=0.2$ $W/m^2.K$) conduit à une résistance thermique R égale à $2,6$ ($m^2.K$)/ W (resp. 5.3 ($m^2.K$)/ W), si les ponts thermiques représentent environ 10% (ponts thermiques traités) des déperditions de la façade.

Cette performance peut être atteinte par la mise en œuvre de 100 mm (resp. 200 mm) d'un isolant de conductivité thermique égale à $0,04$ $W/m.K$ existant dans le marché. Différents types d'isolant peuvent être mis en œuvre, par exemple : polystyrène expansé, polystyrène extrudé, laine de roche ou polyuréthane.

✓ Caractéristiques des surfaces vitrées

Les bâtiments actuels comportent de plus en plus de surface vitrée. Les caractéristiques des baies utilisées sont très importantes du fait :

- de la valeur de son coefficient U_w ³ caractérisant le niveau d'isolation ;
- du facteur solaire du vitrage;
- de ses caractéristiques lumineuses qui influencent les consommations d'éclairage artificiel. La transmission lumineuse du vitrage doit être élevée afin de profiter pleinement de l'éclairage naturel.

Deux valeurs de U_w sont prises en compte par la suite afin d'évaluer l'effet d'une baie plus qu'efficace qu'une autre, 2 et 3 $W/m^2.K$

Afin de ne pas alourdir le plan d'expériences, et pour différencier l'effet direct de U_w , le facteur solaire et la transmission lumineuse pour les deux vitrages sont considérées constants: 0.6 (sans protection solaire) et 0.2 (avec la présence des protections solaires).

Un vitrage « sélectif » caractérisé par une valeur basse de facteur solaire contre une valeur haute de transmission lumineuse sera étudié à part.

L'objectif U_w égal à 2 $W/m^2.K$ pour l'ensemble menuiserie et vitrage implique un effort important. Des solutions techniques existent:

1- menuiserie aluminium à rupture de pont thermique avec:

- double vitrage peu émissif U_g égal 1,0 $W/m^2.K$ pouvant être atteint avec un double vitrage 4/16/4, lame de Krypton⁴.
- triple vitrage peu émissif U_g égal 0,61 $W/(m^2.K)$ à l'aide d'un triple vitrage 6/16/4/16/4, 2 lames d'Argon.

2- menuiserie en PVC avec un coefficient $U_f = 1,5$ $W/m^2.K$ et un double vitrage plus « classique » ($U_g = 1,5$ $W/(m^2.K)$)⁵ que celui décrit précédemment.

³ U_w : C'efficient de transmissi' n surfacique de l'ensemble Vitrage + Menuiserie. U_g : C'efficient de transmissi' n surfacique du vitrage. U_f : C'efficient de transmissi' n surfacique de la menuiserie seule

⁴ Facteur s' laire défini par la n' rme EN410 de 0,62. Caractéristiques lumineuses du vitrage : $Tl=77\%$, $Rl_E=12\%$ et $Rl_I=13\%$. Caractéristiques thermiques du vitrage : $Te=50\%$, $Re_E=24\%$, $Ae_1=13\%$ et $Ae_2=13\%$.

⁵ Facteur s' laire défini par la n' rme EN410 de 0,42. Caractéristiques lumineuses du vitrage : $Tl=71\%$, $Rl_E=12\%$ et $Rl_I=13\%$. Caractéristiques thermiques du vitrage : $Te=38\%$, $Re_E=30\%$, $Ae_1=29\%$ et $Ae_2=3\%$.

Il convient cependant de noter que l'usage de menuiseries PVC est peu répandu dans les grands bâtiments de bureaux. Elles ne peuvent concerner que le type 3 et les maisons de retraite.

✓ **Orientation**

Le soleil procure de la lumière et de la chaleur. Ces deux apports peuvent être des avantages ou des inconvénients selon les cas (destination de l'espace intérieur, orientation des parois extérieures et spécialement celles qui sont vitrées...).

Le choix entre les orientations Nord Sud et Est Ouest des façades peut avoir des conséquences sur la consommation de chauffage, de refroidissement, d'éclairage. Cela dépend de la géométrie du bâtiment ainsi que du taux des surfaces vitrées et leurs caractéristiques.

Des cas plus spécifiques comme des façades non équivalentes seront évalués à part.

✓ **Gestion des protections solaires**

Comme indiqué précédemment les caractéristiques des vitrages doivent répondre à des préoccupations parfois contradictoires :

- profiter des apports solaires en hiver et les limiter en été ;
- limiter le facteur solaire tout en profitant de l'éclairage naturel.

Ces objectifs peuvent difficilement être atteints uniquement grâce aux caractéristiques du vitrage. Il faut aussi mettre en œuvre des protections solaires manœuvrables. Les protections extérieures doivent être privilégiées car leur efficacité énergétique est nettement plus importante que celle des protections intérieures qui servent essentiellement à gérer l'éblouissement lumineux.

Une solution technique performante du point de vue technique et acceptable par les utilisateurs consiste à automatiser le fonctionnement des protections en période d'inoccupation du bâtiment et en fonction de conditions extérieures de manière à ne pas détériorer les mécanismes (en cas de fort vent, par exemple). Durant la période d'occupation, l'utilisateur reste maître de ces installations. La commande de ces automatismes peut se faire par la même télécommande que celle qui permet de gérer le système de chauffage et de climatisation et les commandes d'éclairage.

Une campagne de mesure réalisée par le CSTB a permis de connaître l'interaction entre les protections solaires et l'utilisateur. [ALE 2006]

Deux niveaux identifiant le comportement de l'occupant sont ainsi considérés pour la gestion des protections solaires modélisée à partir de cette campagne. Ce sont : utilisateur sensible aux protections solaires ou utilisateur moins sensible aux conditions extérieures de luminosité. [FIL-1 2006]

Hors occupation, on considère que les protections solaires sont systématiquement fermées (ce qui évite des surchauffes de week-end en été) ; une autre option, où elles sont maintenues dans leur position de fin de journée, sera évaluée à part. Une troisième option de gestion saisonnière a été développée, et est testée pour les hôpitaux.

✓ Ventilation

Le code du travail définit les valeurs minimales à respecter pour des raisons hygiéniques. Ceci étant, dans les immeubles de bureaux l'occupation est très variable et encore davantage dans les salles de réunion.

L'adaptation des débits aux besoins par sonde de présence ou sonde de qualité de l'air permet de limiter les consommations d'énergie liées à la ventilation. Une campagne de mesure dans des salles de réunion montre que les débits sont en moyenne réduits de 30 %. [VIL 2002]

La ventilation mécanique pendant la nuit est une source de consommation, nous préconisons la gestion d'arrêt en inoccupation. Une sonde de présence peut être installée afin de ne faire fonctionner le système qu'en période d'occupation réelle du local. Une sonde de qualité d'air est mise en place en complément de la sonde de présence afin de moduler le débit d'air hygiénique en fonction du taux d'occupation réel du local. Le moteur du système de ventilation doit être à vitesse variable ce qui permet une variation du débit entre 30% et 100% du débit nominal.

Les deux niveaux qui sont considérés par la suite sont : ventilation avec un débit classique et ventilation à débit réduit de 30 %.

La gestion d'un échangeur récupérateur entre air neuf et air extrait d'efficacité 80% n'est pas toujours possible, elle sera évaluée à part.

✓ Inertie

Il n'est pas toujours simple de définir le type d'inertie d'un bâtiment. Mais ce paramètre est essentiel dans le calcul du bâtiment. Les inerties prises en compte sont: des inerties moyenne et très lourde au sens des règles Th I. Le modèle du bâtiment utilisé étant le même que celui indiqué dans Th CE, son paramétrage est conforme à Th I. Les caractéristiques sont les suivantes :

	Inertie moyenne	Inertie lourde
C_m / Aplancher (kJ/K/ m ² de plancher)	110	260
A_m / Aplancher (m ² / m ² de plancher)	2.5	3

Avec :

- C_m : capacité calorifique du local en (kJ/K)
- A_m : la surface d'échange équivalente des parois lourdes avec l'ambiance en (m²).

Les règles Th I définissent différents modes de détermination de l'inertie et donnent des exemples sur les spécifications des solutions techniques. L'inertie est faible si deux parois verticales par niveau sont lourdes. L'inertie est très lourde si le plancher haut ou bien les parois verticales sont lourdes.

✓ Perméabilité

Les déperditions dues à la perméabilité à l'air de l'enveloppe sont intégrées dans le bilan énergétique des bâtiments.

L'effet sur la consommation est principalement dû au débit d'infiltration à travers l'enveloppe du bâtiment. Deux niveaux de valeurs caractéristiques de la perméabilité dans *Consoclim* sont considérés par la suite : 1,2 et 2,4 m³/(h.m²) sous 4 Pa.

Ces valeurs représentent les niveaux d'étanchéité dans le bâtiment.

Différents effets liés à la perméabilité comme la vitesse du vent ou l'étanchéité entre locaux sont évalués à part. [FLE 2006]

✓ Equipements de bureautique

Il est impossible d'optimiser un bâtiment sans traiter les apports à la source. La contribution des apports internes au chauffage de bâtiment diminue les consommations de ce poste, mais n'oublions pas que leur consommation est d'électricité ce qui augmente la consommation en énergie primaire et pénalise le rendement du système spécifique au chauffage.

Notons que dans cette thèse, et pour des besoins spécifiques de l'outil, les apports dus aux occupants sont calculés à part. Deux niveaux de valeurs sont considérés par la suite : 7.5 et 15 W/m², tenant compte du foisonnement (sur la base d'un ordinateur personnel et une demi imprimante répondant au label « EnergyStar » par bureau de 15 m²).

Le paramétrage des options concernant la gestion de l'alimentation d'un ordinateur de bureau permet de désactiver le moniteur, voire les disques durs après une certaine durée d'inactivité réduisant les consommations électriques. (Cf. site internet www.energystar.com)

Les écrans LCD sont à privilégier par rapport aux écrans cathodiques. Leur mise en place permet de réduire la puissance nécessaire d'environ 50%. Les équipements supplémentaires (imprimantes, scanners, ...) doivent être centralisés afin d'une part de limiter le matériel installé et d'autre part de foisonner leur utilisation.

Des solutions techniques apparaissent permettant une gestion de l'alimentation des serveurs (Cf. site internet : www.electricity-research.ch).

✓ Gestion et efficacité de l'éclairage

L'éclairage peut être assuré de deux façons : l'éclairage artificiel, usage consommateur en électricité et l'éclairage naturel. L'éclairage naturel est difficile à maîtriser en raison de l'extrême variabilité des conditions extérieures et des risques d'éblouissement par le soleil. Il dépend de la localisation, de l'architecture, de l'orientation, de la surface et de l'inclinaison des prises de jour et des protections solaires.

L'éclairage artificiel dépend de la puissance installée notamment de l'efficacité des sources lumineuses et de la gestion.

L'efficacité lumineuse définit la capacité d'un éclairage à produire un flux lumineux important à partir d'un Watt (W) électrique absorbée. Il faut distinguer trois efficacités lumineuses, suivant que l'on tient compte : [ENE 2004]

- de la source lumineuse seule
- de la source lumineuse et de son alimentation électrique (transformateur, redresseur, ballast..)
- de la source lumineuse, de son alimentation électrique et des pertes optiques de l'installation (diffuseur, réflecteur...) c'est l'efficacité du luminaire tout entier.

Les deux niveaux retenus en termes de puissance installée d'éclairage artificiel sont 10 et 18 W/m². Deux gestions sont associées à ces niveaux : interrupteur avec gradateur et interrupteur seul respectivement.

Suivant la norme NF X 35-121, spécifique au travail sur écran de visualisation et clavier, l'éclairage général du local doit amener un éclairement moyen en service sur le plan de travail de 200 à 300 lux. L'A.F.E⁶ spécifie, dans sa publication "Recommandations relatives à

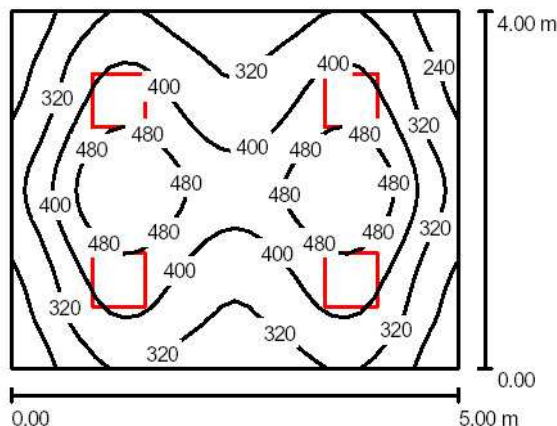
⁶ Association Française de l'Eclairage, « Les sources de lumière » Société d'édition LUX

l'éclairage intérieur des lieux de travail", les éclaircissements moyens à maintenir, par exemple 425 lux pour les bureaux et 100 lux pour les toilettes et les circulations.

L'efficacité lumineuse des sources lumineuses (en lumens/Watt) qui permet de comparer facilement les sources entre elles. Le luminaire quant à lui permet la répartition de la lumière dans l'espace : son rendement s'ajoute à celui de la source, il ne dépasse pas 0,7.

L'efficacité lumineuse d'une ampoule à incandescence est comprise entre 12 et 20 lm/W alors que celle des lampes fluorescentes est comprise entre 40 et 100 lm/W.

Les ballasts électroniques contribuent au confort visuel, car ils permettent de supprimer l'effet de papillotement. La Commission Européenne a adopté au mois de septembre 2000 la Directive européenne 2000/55/CE visant le rendement énergétique des ballasts. En première approximation, on multiplie la puissance des tubes par 1,25 pour tenir compte des ballasts électroniques.



Pour traiter un bureau de 20 m², la mise en place de 4 luminaires comprenant chacun 3 tubes fluorescents de type T5 (puissance électrique unitaire de 14W) permet d'obtenir un niveau d'éclairage satisfaisant comme le montre la cartographie suivante de l'éclairage obtenu en lux [FIL-3 2006] :

On obtient donc une puissance de $4 \times 3 \times 14 \times 1,25 \text{ W} = 210 \text{ W}$ pour 20 m² soit 10,5 W/m².

La mise en place de ballasts électroniques gradables peut se faire local par local en fonction de l'éclairage naturel voire de la détection de mouvement : l'éclairage artificiel vient compléter l'éclairage naturel et lorsque le poste de travail est inoccupé depuis un certain temps, le flux lumineux est réduit de façon automatique.

✓ Rendement de la chaudière à gaz

Ce paramètre caractérise le générateur de la puissance chaude. La chaudière à gaz est le générateur le plus employé dans les bâtiments tertiaires. La variation des paramètres caractérisant le rendement est établi en accord avec le modèle de la chaudière retenu. Les efficacités à 30 et 100 % de charge sur PCS⁷ sont calculées à partir des caractéristiques nominales sur PCI⁸. Ensuite les pertes à 100, 30 et 0 % de charge sont calculées par interpolation linéaire en fonction de la puissance requise.

Les deux niveaux de variation correspondent aux valeurs minimales des efficacités mentionnées à 30 et 100 % de charge exigées par la RT2000 et des chaudières à condensation.

Valeurs réglementaires de rendement de chaudière sur PCI pour une puissance nominale P_n :

- à 70°C, 100% charge : $84 + 2 \log P_n$ si $P_n < 400 \text{ kW}$
89,2 si $P_n > 400 \text{ kW}$

⁷ PCS : Pouvoir Calorifique Supérieur

⁸ PCI : Pouvoir Calorifique Inférieur

- à 50°C, 30% charge : $83 + 2 \log P_n$ si $P_n < 400 \text{ kW}$
88,2 si $P_n > 400 \text{ kW}$

La chaudière à condensation a un rendement de 98 % et 108 % sur PCI à 100% et 30% de charge respectivement. Les chaudières à condensation permettent d'obtenir des rendements élevés. Le recours à des brûleurs modulants permet d'adapter la production à la demande et d'éviter des cycles de fonctionnement à plein régime suivi, de périodes à l'arrêt.

✓ **Efficacité énergétique du générateur de refroidissement et/ou de chauffage**

L'efficacité du générateur de refroidissement et/ou de chauffage est un paramètre clé de réduction des consommations d'électricité. Que ce soit un groupe frigorifique, une pompe à chaleur, un système Split ou un système DRV, la plage d'efficacité des produits existants sur le marché est très large.

Les niveaux mini et maxi pour chaque type de production sont donnés ci après.

L'efficacité nominale de la production frigorifique EER⁹ varie entre 1,3 et 3,3 (condensation à air) et entre 3.8 et 4.8 pour une condensation à eau.

Pour les climatiseurs réversibles (système Split et DRV) les valeurs vont :

- en mode chauffage : COP¹⁰ entre 1,9 et 4,5
- en mode rafraîchissement : EER entre 1,8 et 4,2

✓ **Rendement des ventilateurs et pompes**

Le fonctionnement des auxiliaires passe trop souvent inaperçu. Pourtant ceux-ci fonctionnent parfois sans raison ce qui entraîne une consommation d'électricité (ventilateurs et pompes) qui peut atteindre 40 % de la consommation totale du bâtiment.

Les deux niveaux mini et maxi de rendement des ventilateurs et des pompes sont de 52% et de 85 %.

La maîtrise des consommations des auxiliaires passe d'abord par une optimisation des réseaux hydrauliques (distribution verticale placée en position centrale, appareils installés en faux-plafond dans les circulations, ...) visant à obtenir les pertes de charge les plus faibles possibles.

Le rendement hydraulique des pompes est d'environ 60%. Néanmoins, quelques pompes présentent des rendements hydrauliques de l'ordre de 85%. Le rendement électrique d'une pompe est d'environ de 90%. La pompe de circulation présente un rendement global de 80% (rendement électrique de 90% et rendement hydraulique de 85%).

L'association européenne EUROPUMP promeut un étiquetage de l'efficacité énergétique allant de G (pompe d'efficacité médiocre) à A (pompe d'excellente efficacité). Une pompe classée A consomme environ 80% d'énergie de moins qu'une pompe moyenne installée actuellement en Europe (une pompe classée D ou E).

Les ventilateurs sont une des principales sources de consommation d'électricité, une attention particulière doit donc être apportée à leur sélection. L'installation d'un moteur électrique très surdimensionné est à éviter

⁹ EER : « Energy Efficiency Ratio », ratio entre la puissance froide fournie et la puissance absorbée (par le compresseur)

¹⁰ COP : COefficient de Performance, ratio entre la puissance chaude fournie et la puissance absorbée (par le compresseur)

✓ Niveau d'isolation des réseaux de distribution

Le système de distribution permet d'alimenter depuis la production centralisée l'ensemble des appareils terminaux du bâtiment. L'isolation du réseau permet la réduction des pertes énergétiques liées au transport d'eau chaude ou glacée, d'air chaud ou froid dans un milieu à température ambiante voire extérieure. Il permet aussi d'éviter tout risque de condensation. Cette réduction est plus importante spécifiquement pour le réseau de chauffage où la différence de température entre l'eau chaude et l'air ambiant est la plus grande. L'isolation des conduits d'air a un effet beaucoup moins important. Pour les réseaux hydrauliques on retient deux niveaux : classe 2 et 6 selon la RT2000.

Pour le réseau d'eau chaude, le calorifuge permet d'éviter de chauffer des zones où le confort n'est pas requis (faux-plafond, trémies techniques, ...) et également d'éviter des surchauffes éventuelles. Sur la base d'un réseau hydraulique présentant un diamètre de tuyauterie moyen de 40 mm, la mise en place d'un isolant de d'atteindre une valeur de perte linéique (λ) de 0.15 W/m.K

- 43 mm / $\lambda = 0.03$ W/m.K, 68 mm / $\lambda = 0.04$ W/m.K, 110 mm / $\lambda = 0.05$ W/m.K, 156 mm / $\lambda = 0.06$ W/m.K

Avec un isolant classe 6, sur un diamètre de tuyauterie moyen de 30 mm, on peut atteindre une perte linéique de 0.14 W/m.K :

- 35 mm / $\lambda = 0.03$ W/m.K, 57 mm / $\lambda = 0.04$ W/m.K, 94 mm / $\lambda = 0.05$ W/m.K, 148 mm / $\lambda = 0.06$ W/m.K

La part des pertes thermiques non récupérables des réseaux de distribution est de 20%.

2.5 Conditions de base des paramètres constants des bâtiments retenus

Les conditions de base dans les bâtiments de santé sont plus délicates que dans le cas des bureaux. Ceci revient à la diversité des locaux, aux recommandations sanitaires de certaines zones traduites par des consignes de températures, d'humidité relative et de quantité d'air neuf. Afin de n'est pas alourdir le texte par des éléments descriptifs, on ne donne que quelques conditions principales pour les bâtiments retenus. Les différentes recommandations et scénarios des bâtiments de santé basés sur des projets réels professionnels se trouvent dans [FIL-2 2005].

2.5.1 Profil d'occupation et de charge interne, consignes et débit d'air neuf

2.5.1.1 Bâtiments de bureaux

Les simulations dans les bureaux sont effectuées avec l'hypothèse qu'il y a une personne pour 12 m². On considère que chaque occupant dégage une puissance (convectif et radiatif) de 90 W et un apport hydrique de 0.055 kg/h, cela correspond à un type d'activité normale. Nous supposons toutefois qu'au mieux les bureaux sont occupés à 80% et que les apports internes sont au maximum de 80% de la valeur initiale dans les bureaux et de 50 % dans les salles des réunions.

La Figure 2.10 donne le profil d'occupation dans les bureaux et dans les salles des réunions (issu de résultats de campagne de mesures). Les salles de réunion sont configurées pour accueillir une personne par 3,5 m². Nous supposons qu'il n'y a pas de matériel informatique installé dans les salles de réunion. Nous ne considérons pas d'occupation dans les espaces de circulation (éclairage : 12 W/m²) ni dans les sanitaires (éclairage : 6 W/m²).

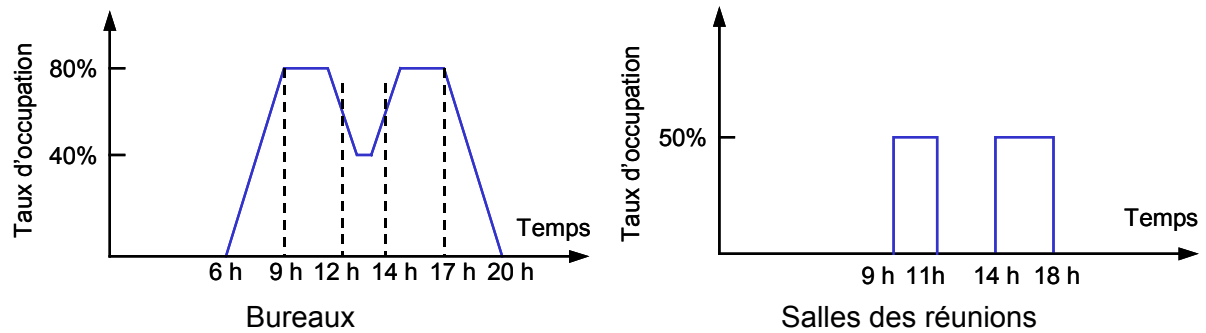


Figure 2.10 : Profil d'occupation dans les bureaux par rapport au maximum

La Figure 2.11 montre le profil d'apport interne retenu dans les bureaux.

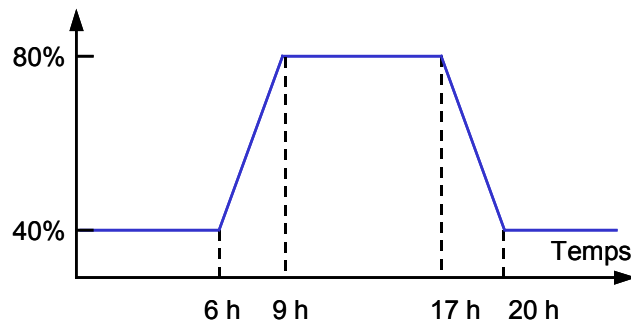


Figure 2.11 : Profil d'apport interne dans les bureaux par rapport au maximum

- Consignes de température et débit d'air neuf

Chauffage : 20°C en occupation, 15°C en inoccupation (arrêt le WE)
Relance 6h avant le lundi et 2h avant les autres jours
Température d'air extérieur de non chauffage 16°C

Froid : 25°C en occupation, arrêt en inoccupation (arrêt le WE)

Air neuf hygiénique de 8h à 20h en semaine, arrêt le WE :
25 m³/h/personne en bureaux
30 m³/h/personne en réunion

2.5.1.2 Bâtiments de santé (hôpitaux uniquement – type1)

- Zone : Bureaux, consultations et urgences

Le taux d'occupation dans l'ensemble des locaux de cette zone est calculé de 1 personne pour 26 m² avec les hypothèses (personnel médical : 1 aide soignant/ 10 lits, 1 infirmière par 30 lits et 1 médecin pour 30 lits => 0.166 pers/lit). La valeur des apports internes est de 7.5 W/m². Nous supposons qu'au mieux les bureaux sont occupés à 80% et que les apports internes sont au maximum de 80% de la valeur initiale. La Figure 2.12 et la Figure 2.13 représentent les profils d'occupation et d'apports internes (tous les jours de la semaine).

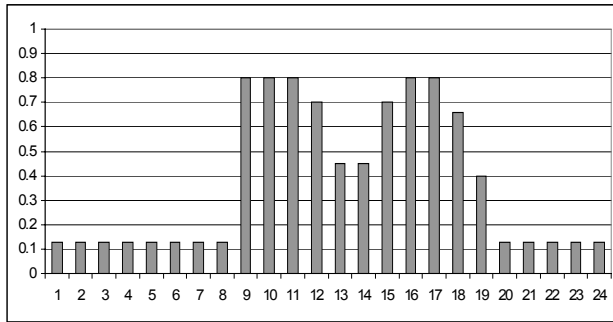


Figure 2.12 : Profil d'occupation dans la zone « bureaux » par rapport au maximum

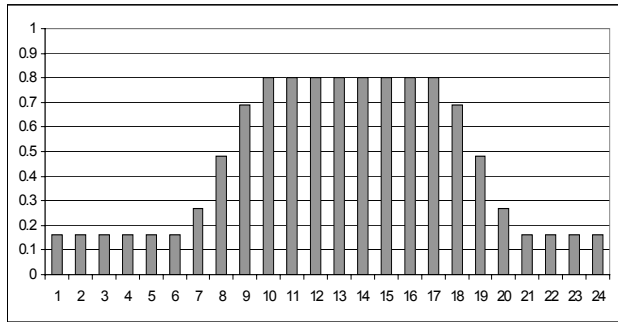


Figure 2.13 : Profil d'apports internes dans la zone « bureaux » par rapport au maximum

La puissance d'éclairage installée est de 10 W/m^2 , le taux d'utilisation de l'éclairage est un résultat de calcul. On considère $25 \text{ m}^3/\text{h}$ par personne avec 1 personne pour 26 m^2 pour le débit d'air neuf.

- Zone : Laboratoires, restaurant, pharmacies et annexes des salles d'opérations

Le taux d'occupation est d'une personne par 10 m^2 (personnel technique et médical). La Figure 2.14 montre le profil d'occupation retenu du lundi au dimanche.

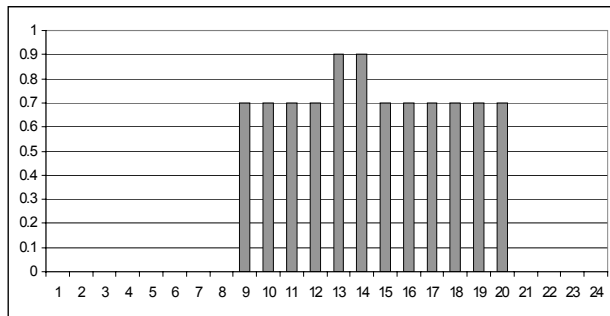


Figure 2.14 : Profil d'occupation dans la zone « laboratoires » par rapport au maximum

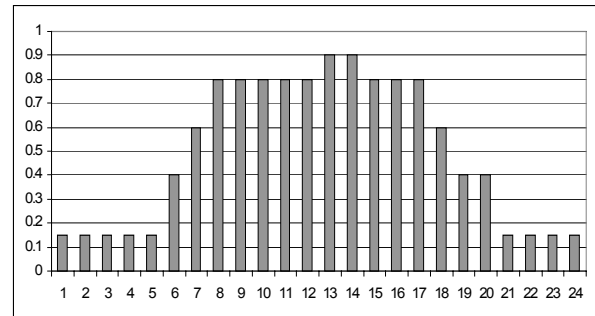


Figure 2.15 : Profil d'apports internes dont éclairage la zone « laboratoires »

La puissance d'éclairage installée est de 10 W/m^2 . (marche en permanence pendant l'occupation). Le scénario des apports sensibles par les appareils électriques est présenté Figure 2.15 avec une puissance de 20 W/m^2 du lundi au dimanche. Le débit de l'air neuf est de 6 vol/h . On considère qu'il n'y a pas des protections solaires.

- Salles d'opération

Le taux d'occupation dans les salles d'opération est de 10 personne par 50 m^2 (personnel et malade, 10 personnes par salle). La Figure 2.16 montre le profil d'occupation retenu du lundi au dimanche en %.

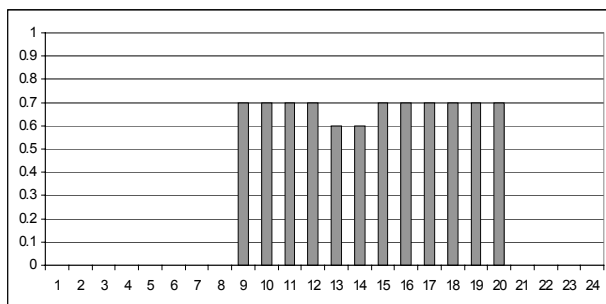


Figure 2.16 : Profil d'occupation dans les salles d'opération par rapport au maximum

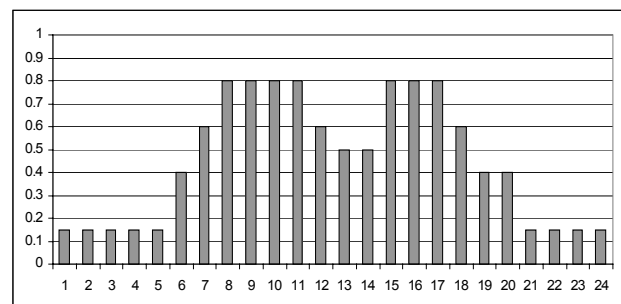


Figure 2.17 : Profil d'apports internes dont éclairage dans les salles d'opération par rapport au maximum

La puissance d'éclairage installée est de 50 W/m^2 , incluant le scyalitique (marche en permanence pendant l'occupation). Le scénario des apports sensibles par les appareils électriques est présenté Figure 2.17 avec une puissance de 30 W/m^2 du lundi au dimanche en % de la puissance max.

On considère un débit d'air neuf de 15 vol/h . On considère qu'il n'y a pas des protections solaires.

- Chambres

Les chambres sont configurées pour accueillir environ deux personnes par 8 m^2 en comptant les visiteurs. La Figure 2.18 montre le profil d'occupation retenu du lundi au dimanche. Le nombre d'occupant maximum est le double du nombre de malades (ou de lits).

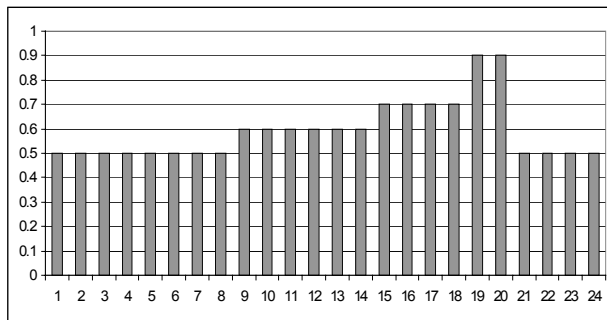


Figure 2.18 : Profil d'occupation dans les chambres par rapport au maximum

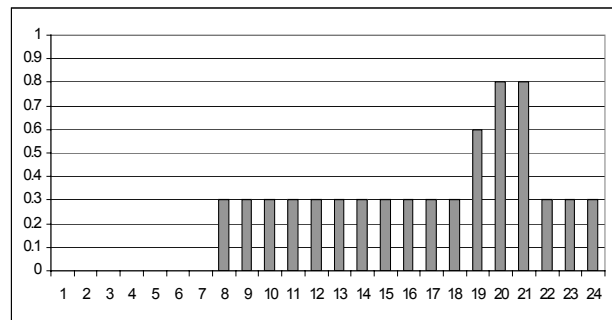


Figure 2.19 : Profil d'apports internes et d'éclairage dans les chambres par rapport au maximum

La puissance d'éclairage installée est de 10 W/m^2 . Le scénario présenté Figure 2.19 comprend le profil d'éclairage ainsi que celui des apports sensibles par les appareils électriques (téléviseurs) avec une puissance de 7 W/m^2 du lundi au dimanche par rapport à la puissance maximale. On a considéré $18 \text{ m}^3/\text{h}$ par personne et 2 personnes par 8 m^2 .

Nous ne considérons pas d'occupation dans les espaces de circulation (éclairage : 12 W/m^2) ni dans les sanitaires (éclairage : 6 W/m^2).

- Consignes de température et débit d'air neuf

Les températures de consigne sont définies par type d'usage (si un système est installé dans la zone).

	Consigne en refroidissement ($^{\circ}\text{C}$)	Consigne d'humidité relative (%)	Consigne en chauffage ($^{\circ}\text{C}$)	Consigne d'humidité relative (%)
Bureaux, consultations et urgences, restaurants, salles communes	25	-	20	-
Laboratoires, pharmacies, soins, annexes des SOP	$26^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$	55 % maximum	$21^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}$	HR non contrôlée
Salles d'opérations	19 ± 1	55 ± 10	20 ± 1	55 ± 10
Chambres	25	-	20	-

Tableau 2.6 : Récapitulatif des consignes dans les différentes zones des hôpitaux

2.6 Références - Chapitre 2

- [ALE 2006]** Alessandrini J.M., Filfli S., Fleury E., Marchio D., Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés. Climamed 2006.
- [BRE 2000]** Bâtiment Relations Elec, n°37, mai-juin 2000.
- [CLI 2005]** Données Clim-info issues de Clim Pratique n°74, octobre 2005.
- [CST 1996]** Colombier N – Bontiere F – Diot F – Bâtiment type de bureaux et scénarios types associés ; rapport EDF, novembre 1996. Etude CSTB pour EdF, typologie Immeubles de bureaux,1994.
- [ENE 2004]** www.topten.ch, Rapports O. Sidler : technologie de l'information et éclairage : campagne de mesures dans 49 ensembles de bureaux de la région PACA.
- [FIL 2003]** Quelles solutions pour des bâtiments tertiaires climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport intermédiaire 1. Contrat ARMINES/ADEME n° C0204100. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-1 2005]** Quelles solutions pour des bâtiments de bureaux climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport final. Contrat ARMINES/ADEME n° C0204100. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-2 2005]** Quelles solutions pour des bâtiments de santé climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport intermédiaire 1. Contrat ARMINES/ADEME n° 0407C0043. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-1 2006]** Quelles solutions pour des bâtiments de santé climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport intermédiaire 2. Contrat ARMINES/ADEME n° 0407C0043. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-2 2006]** Quelles solutions pour des bâtiments de santé climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport final. Contrat ARMINES/ADEME n° 0407C0043. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-3 2006]** Quelles solutions pour des bâtiments de bureaux climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Guide de solutions techniques. Contrat ARMINES/ADEME n° C0204100. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FLE 2006]** Fleury E., Filfli S., Marchio D., Tournie P., La perméabilité des enveloppes dans les calculs de consommation d'énergie des bâtiments. IBPSA France 2006.
- [IHF, 2005]** site Internet des ingénieurs hospitaliers de France. <http://www.ihf.fr/chu/>
- [ORH 2005]** Observatoire des recompositions hospitalières, Edouard Couty Directeur de l'hospitalisation et de l'organisation des soins, <http://www.recomposition-hospitaliere.net/>

- [RGF 2005]** Revue Générale du Froid et du conditionnement d'air, décembre 2005.
- [VIL 2002]** Villenave J.G., Bernard A.M., CSTB, Cetiat. Modulation des débits de ventilation. Caractérisation des performances. Rapport final. Décembre 2002

CHAPITRE 3 - MODELISATION DES SYSTEMES - COMPLEMENTAIRES RETENUS POUR L'OPTIMISATION

3.1 Introduction

Le Centre Energétique et Procédés développe depuis plusieurs années en collaboration avec le CSTB le logiciel *Consoclim* dans lequel existe déjà quelques modèles de systèmes de climatisation et de chauffage, notamment un modèle de groupes frigorifiques alimentant des ventilo-convecteurs validé par des mesures expérimentales. [CON 2002]

Consoclim est basé sur un modèle de bâtiment dynamique multi zones, à pas de temps horaire : les zones homogènes sont des Unités Thermiquement Homogènes (UTH), elles sont composées d'une ou plusieurs pièces du bâtiment. Une UTH correspond à un ensemble de locaux ayant sensiblement le même comportement. Les échanges par conduction entre les locaux climatisés sont négligés. Les échanges par ventilation entre locaux climatisés sont définis en termes de sens d'écoulement, des locaux d'amenée d'air vers les locaux d'extraction en passant par les locaux de transfert. L'architecture générale de la méthode *Consoclim* est indiquée dans la Figure 3.1.

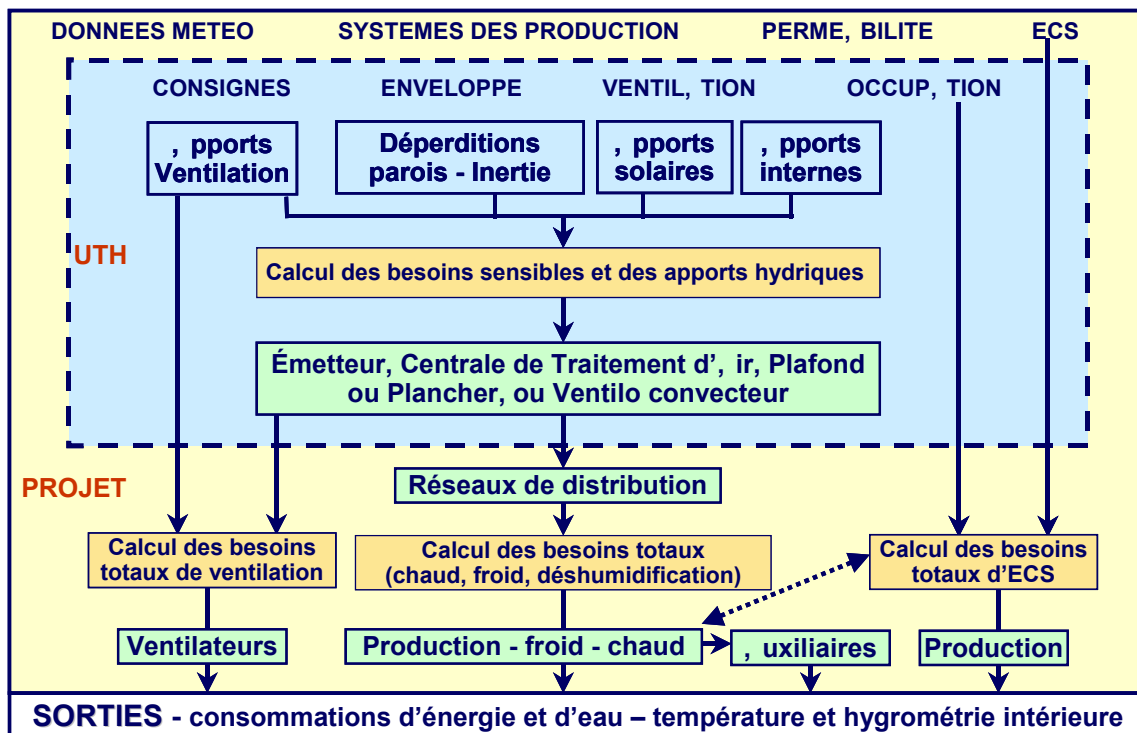


Figure 3.1 : Architecture de Consoclim

La méthode de simulation calcule les besoins de chauffage et de refroidissement, les consommations d'énergie liées à l'éclairage, à la production d'eau chaude et les conditions d'ambiance de chaque UTH. Au niveau du bâtiment, les pertes des systèmes de distribution, et les consommations d'énergie des systèmes de production de chauffage et de refroidissement sont calculées.

Dans ce chapitre, des modèles de systèmes supplémentaires développés à l'occasion de cette thèse sont présentés en montrant l'intérêt énergétique de leur conception et

performance. Le principe de fonctionnement pour ces modèles est décrit. Pour l'ensemble des modèles, on se réfère à [CON 2005].

Les systèmes modélisés et ajoutés à la bibliothèque de *Consoclim* sont :

- système « Split »
- système à débit de réfrigérant variable « DRV »
- système de pompe à chaleur double usage ou « thermofrigopompes »

Des modifications à des modules existants ont été intégrées dans la bibliothèque de *Consoclim* [CON 2005], elles concernent :

- système à débit d'air constant,
- système à débit d'air variable,
- système de distribution couplé au groupe froid ou chaudière à gaz,
- gestion des unités terminales.

3.2 Type de modélisation

Il existe deux niveaux principaux de modélisation d'équipement pour les systèmes de climatisation, de chauffage, et de ventilation qui servent aux simulations numériques de l'ensemble du bâtiment.

3.2.1 Modèles de conception

Ils sont utilisés pour étudier le comportement des équipements, mettre en valeur les paramètres les plus influents et analyser leur impact sur les performances.

Ces modèles à destination des développeurs d'appareils recourent à des données très détaillées (caractéristiques physiques et géométriques, régulation détaillée....). Ils peuvent servir à optimiser la conception des composants.

3.2.2 Modèles de comportement

Contrairement aux modèles de conception, ces modèles ne consistent pas à améliorer la performance de l'équipement, mais plutôt à étudier l'impact des caractéristiques de l'équipement sur le fonctionnement global du bâtiment. Ils décrivent les performances des équipements selon les conditions de fonctionnement. Ils doivent répondre à certaines exigences (les modèles doivent décrire correctement le fonctionnement en tenant compte des phénomènes physiques ; le nombre des paramètres servant à caractériser le fonctionnement de l'équipement doit être réduit et ceux ci doivent être facilement accessibles à l'aide de la littérature et des documents techniques). Ces modèles doivent être aisément couplables entre eux.

3.3 Application aux systèmes étudiés

Un modèle en régime dynamique de premier niveau du système Split peut être utilisé pour étudier les phénomènes de démarrage, les cycles de dégivrage et les variations brutales de fonctionnement.

Le second niveau permet d'établir, pour le système Split également, les modèles de régression basés sur les données constructeurs.

Tenant compte de l'objectif de la modélisation et de l'environnement de *Consoclim*, des modèles de niveau 2 sont proposés, Ils sont détaillés dans ce qui suit.

3.4 But de la modélisation

Les unités terminales, notamment la batterie froide à eau, ont fait l'objet d'une étude détaillée au Centre d'Energétique [MOR 2000]. Une analyse comparable est exposée au paragraphe suivant pour les unités intérieures utilisant le réfrigérant. Ce type d'unité intérieure intervient dans les systèmes Split et DRV.

Le but de la modélisation est de calculer la puissance appelée au compresseur et aux ventilateurs selon les besoins et pour différentes conditions extérieures et intérieures. Le modèle du bâtiment [CON 2005] détermine la puissance sensible demandée pour climatiser un local à une consigne de température idéalement atteinte. La déshumidification résulte de l'équilibre entre les apports d'humidité dans le local et la déshumidification sur la batterie froide (l'exception concerne les systèmes où l'humidité est contrôlée).

Le couplage entre le modèle bâtiment et le système de traitement terminal se fait au niveau de deux bilans ; le bilan sensible et le bilan hydrique. La puissance sensible qui doit être assurée par le système est déduite. Le bilan hydrique est écrit comme suit [ROU 2003] :

$$\rho_{\text{air,sec.}} V_{\text{UTH}} \frac{dw_{\text{air,ent}}}{dt} = \dot{m}_r \cdot (w_{\text{air,ext}} - w_{\text{air,ent}}) + \dot{m}_{\text{air,ent}} \cdot (w_{\text{air,sort}} - w_{\text{air,ent}}) + Q + \dot{m}_{\text{th}} \quad (3.1)$$

$\dot{m}_r$, $\dot{m}_{\text{air,ent}}$, $\dot{m}_{\text{th}}$ sont respectivement les débits de renouvellement d'air, de soufflage par l'unité intérieure, d'absorption ou désorption d'humidité. Q est le terme d'apports internes d'humidité.

Deux modèles sont proposés avec deux modes de fonctionnement : mode de production de froid ou rafraîchissement et mode de production de chaud ou chauffage (réversible).

3.5 Définitions

Le but principal de description du fonctionnement des systèmes modélisés est de montrer l'importance de certains phénomènes que l'on veut que le modèle représentent.

3.5.1 Systèmes Split

Le «Split system» est un système autonome de conditionnement d'air qui utilise un réfrigérant comme fluide de transfert de chaleur. Il est équipé d'un évaporateur, d'un compresseur et d'un condenseur. En général, ce système est constitué de deux unités distinctes :

- 1- Une unité intérieure de traitement d'air placée au mur, au sol ou au plafond. Elle regroupe le ventilateur, l'évaporateur et parfois le détendeur, en plus des filtres et du dispositif de commande.
- 2- Une unité extérieure regroupant le compresseur, le condenseur, le détendeur ainsi qu'une vanne d'inversion de cycle pour un appareil réversible.

Ces deux unités sont reliées par des conduites frigorifiques.

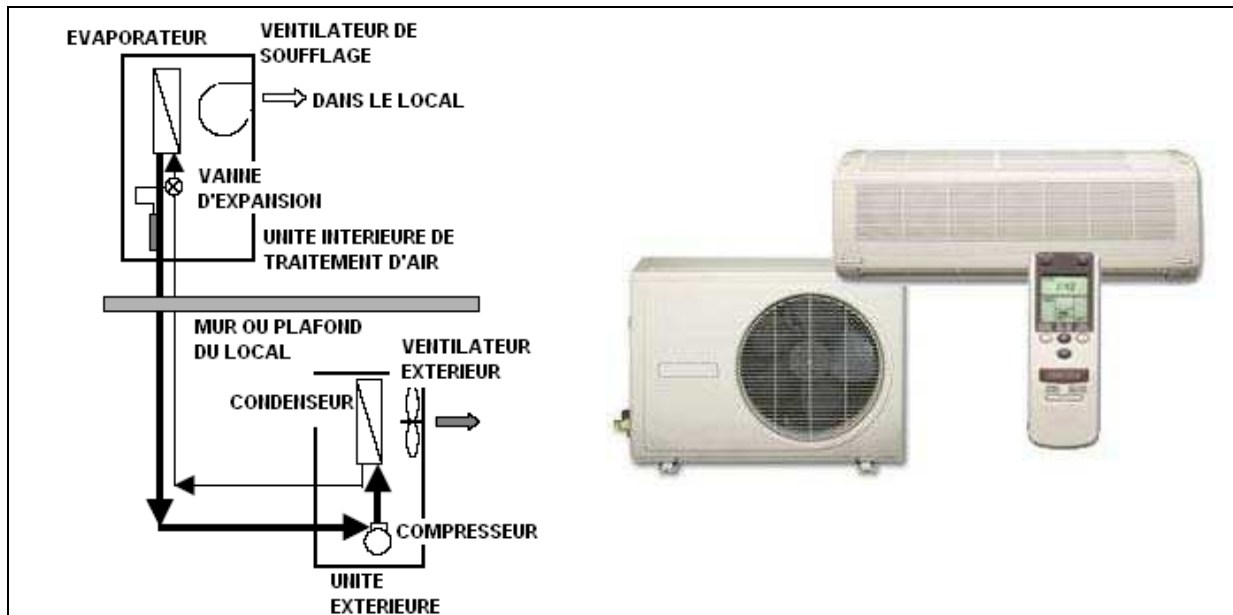


Figure 3.2 : Schéma décrivant un système « Split »

Un système Split peut assurer une puissance maximale de 20 kW. Les Splits sont des appareils silencieux ; les composants bruyants se trouvant dans l'unité extérieure. L'alimentation électrique se fait généralement sur l'unité intérieure, l'autre étant alimentée par son intermédiaire via les liaisons existantes entre les deux blocs. Le drainage des condensats se fait par gravité, sauf quelques modèles plafonniers qui sont équipés d'une pompe de relevage des condensats permettant une évacuation plus facile. Certains modèles (les plus puissants) permettent de disposer un petit réseau de gaines au soufflage de l'appareil. La pression disponible au ventilateur est dans ce cas une donnée importante. Par un jeu de gaines, il est aussi possible d'avoir une arrivée d'air neuf, qui est soufflé dans le local après traitement par le climatiseur. Autrement, l'air neuf doit être insufflé par un autre moyen.

La plupart des systèmes sont équipés d'une fonction anti court-cycle qui peut perturber la finesse de la machine lorsque l'appareil est surdimensionné par rapport aux besoins.

Ces systèmes sont destinés à conditionner l'air d'une seule pièce (bureau, maison, magasin) sans contrôle de l'hygrométrie intérieure (contrôle de température uniquement).

3.5.2 Fonctionnement du système Split

Le réfrigérant à haute pression est détendu dans l'évaporateur à travers la vanne (thermostatique). La pression dans l'évaporateur est donc inférieure à la pression de saturation du réfrigérant liquide entrant, ceci amène le liquide à s'évaporer en absorbant la chaleur nécessaire pour ce changement de phase à partir de l'air du local où se trouve l'unité intérieure. Cet air est aspiré par un ventilateur à travers l'évaporateur, un échangeur tube-ailette, pour être soufflé de nouveau dans le local. Ce ventilateur est généralement à deux ou trois vitesses réglées par l'utilisateur. Si le débit d'air augmente, la capacité de l'évaporateur augmente. De même, une diminution du débit diminue la capacité de l'évaporateur et augmente la différence de température. [LEG 2000]

Le compresseur aspire le gaz sortant de l'évaporateur tout en augmentant sa pression pour le transporter par la suite au condenseur. Dans ce dernier, le gaz est refroidi pour se transformer de nouveau en liquide. Un ventilateur extérieur assure l'échange entre l'air et le condenseur en évacuant la chaleur dans l'atmosphère. Lorsque la température extérieure augmente, la capacité du condenseur à évacuer la chaleur diminue. De même, des

températures très basses à l'extérieur peuvent causer des problèmes de démarrage si un by-pass de basse pression n'est pas prévu. Les systèmes les plus performants utilisent un ventilateur extérieur à vitesse variable pour contrôler le débit d'air quand les températures extérieures sont faibles.

Une vanne à quatre voies peut inverser le cycle, et le système se comporte comme une pompe à chaleur. Ce type de système est dit « réversible ».

Le modèle recherché doit représenter l'évolution de la puissance consommée et de la puissance fournie à pleine charge et à charge partielle dans les différentes conditions extérieures et intérieures. Les phénomènes de déshumidification, de cyclage et l'énergie consommée par les ventilateurs doivent être modélisés.

3.5.3 Système à débit de réfrigérant variable

Un système de conditionnement d'air à débit de réfrigérant variable « DRV » utilise une unité intérieure (évaporateur en climatisation, condenseur en chauffage) pour chaque local. Chaque unité intérieure est composée d'un échangeur de chaleur, d'un détendeur électronique, d'un ventilateur et d'une vanne à deux ou trois voies qui sert au passage d'un mode à l'autre ainsi qu'au contrôle du cycle. Ces unités sont directement alimentées par le fluide frigorigène. C'est au niveau des unités que des détendeurs électroniques injectent la quantité adéquate de réfrigérant pour satisfaire les besoins. Ceci permet d'éviter les coups moteurs (enclenchement et déclenchement du compresseur) donc à diminuer les consommations électriques.

Les unités intérieures sont raccordées au groupe extérieur par une conduite frigorifique principale composée de deux ou trois tubes (voir Figure 3.3). L'unité extérieure est composée d'un compresseur de type scroll (le plus efficace à vitesse variable) [HON 2002] muni d'un variateur de fréquence, d'une vanne à quatre voies, d'un échangeur de chaleur et d'un ventilateur. Ce système utilise des compresseurs à vitesse variable qui ont la capacité de moduler leur vitesse (variateur de fréquence, 15Hz à 115 Hz), c'est à dire leur capacité et donc le débit de réfrigérant, et ceci pour permettre d'adapter instantanément la puissance en fonction des besoins thermiques.

Lorsque la vitesse de rotation d'un compresseur traditionnel augmente, le débit augmente ainsi que la puissance frigorifique ; par suite la puissance consommée devient plus grande. Ce n'est pas le cas des compresseurs à vitesse fixe. Plus précisément, les compresseurs à vitesse fixe sont construits pour fonctionner avec un débit de lubrification défini uniquement pour le point nominal. Dans le cas des compresseurs à vitesse variable et en particulier du type scroll, la pompe à huile est dépendante de la vitesse de rotation et les étanchéités statiques et dynamiques sont plus efficaces. [BEN 1999].

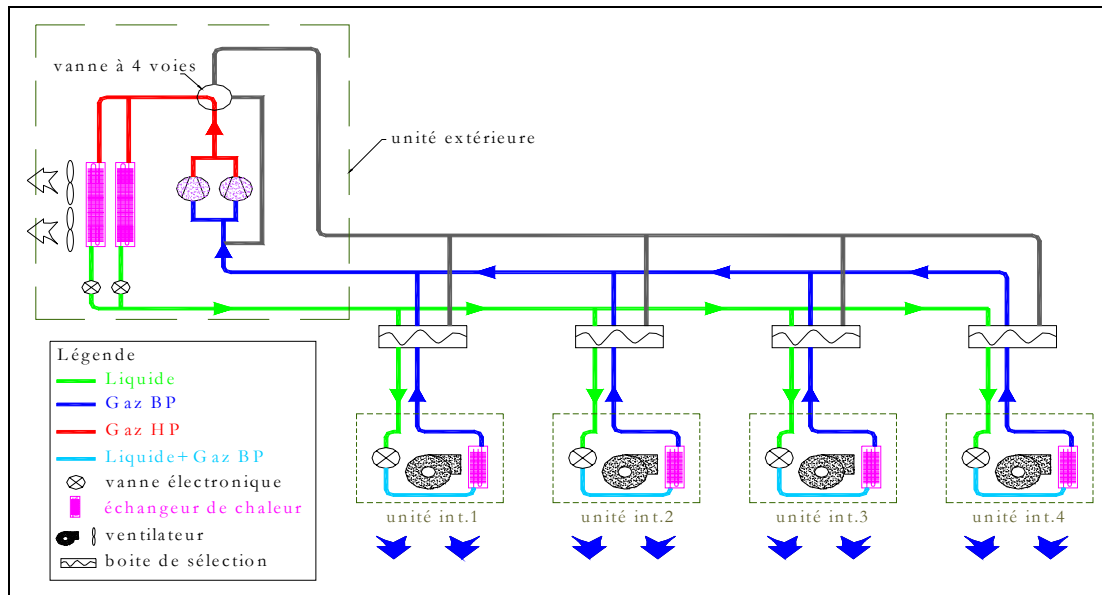


Figure 3.3 : Schéma frigorifique d'un système DRV

Les canalisations frigorifiques peuvent avoir plusieurs dizaines de mètres de longueur, et des dénivellations importantes jusqu'à 15 hauteurs d'étage. En principe, on peut connecter chaque unité extérieure à plusieurs unités intérieures jusqu'à 16 ou 32 selon certains constructeurs.

3.5.4 Fonctionnement des systèmes à débit de réfrigérant variable

Le contrôle d'un système à vitesse variable consiste à trouver un optimum de fonctionnement, l'objectif est d'obtenir un COP maximum tout en gardant les conditions de confort. La vanne qui joue le rôle de détendeur doit adapter son ouverture à la variation du débit de réfrigérant due à la variation de vitesse.

Le débit d'air intérieur peut aussi varier. De nombreuses combinaisons existent donc entre la vitesse du compresseur, la surchauffe et le débit d'air intérieur. [MAC 1988]

En pratique, le débit d'air intérieur est « fixe » dans le système DRV mais, il existe deux vitesses du ventilateur au choix de l'utilisateur.

En considérant un système DRV climatisant un local, lorsque la charge (température du local) augmente, la température du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur augmente. Le détendeur électronique augmente son ouverture et la pression dans l'évaporateur augmente aussi. Le contrôle du système permet alors au compresseur d'augmenter sa vitesse de rotation et donc le débit, ce qui entraîne un abaissement de la pression d'évaporation et l'équilibre du cycle.

La surchauffe peut varier dans cette procédure, un by-pass entre la sortie du condenseur et l'entrée du compresseur est généralement installé pour contrôler la surchauffe. [CHO 2003] a considéré que la vanne à expansion électronique joue un rôle crucial dans le contrôle de la surchauffe et l'injection de la quantité adéquate de réfrigérant dans l'évaporateur. Les tubes capillaires, les orifices des tubes courts ou les vannes thermostatiques ne sont pas adaptés au circuit frigorifique avec variation de vitesse. La stabilité de la pression d'évaporation et le contrôle de la surchauffe exigent des vannes à expansion électronique. [SCH 1999], [XIA 1999]

[ZOU 2006] considère qu'un détendeur non régulé, un capillaire par exemple, crée une détente fixe à débit masse constant pour un certain écart de pression. Ainsi, si la pression de condensation est plus faible lorsque la vitesse de rotation du compresseur est réduite, la pression d'évaporation est mal maîtrisée et sera la résultante des échanges à l'évaporateur et des caractéristiques du capillaire.

Ainsi, on a toujours une pression d'évaporation maintenue à une consigne et le fonctionnement du système est stable. [XIA 2002] a trouvé une pression d'évaporation constante pour un banc d'essai visant à calculer les performances des systèmes DRV. Il explique ainsi la stratégie de contrôle par la variation du débit via le détendeur électronique et le compresseur à vitesse variable.

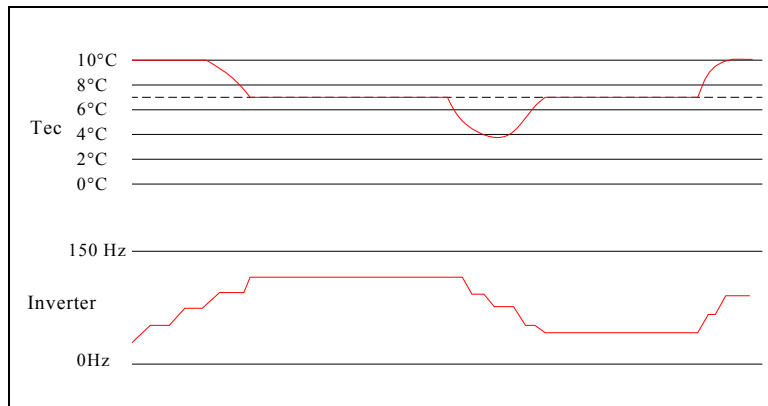


Figure 3.4 : Exemple de contrôle de la fréquence du compresseur Daikin (Constructeur)

Dans cet exemple (Figure 3.4), la température d'évaporation de consigne est de 7.5°C. Si la charge moyenne des locaux est très importante, la température d'évaporation est supérieure à la température de consigne, par exemple 10°C. La fréquence de rotation du compresseur augmente jusqu'à qu'elle atteigne cette valeur de consigne. Puis, des unités intérieures s'arrêtent, la charge thermique du système diminue et donc la pression d'évaporation diminue. A une température d'environ 5°C, la fréquence diminue afin d'atteindre à nouveau sa valeur cible.

3.5.5 Différence entre un système DRV et un climatiseur ayant un compresseur à vitesse fixe

Le climatiseur traditionnel utilisant un compresseur à vitesse fixe a de bonnes performances essentiellement au voisinage de son point nominal. En fait, le point de fonctionnement optimal du climatiseur dépend de la charge thermique, cette dernière change instantanément avec la variation de la température de l'air à l'entrée du climatiseur alors que les autres paramètres du climatiseur restent à leurs valeurs nominales.

Afin d'équilibrer sa capacité de réfrigération avec la variation de la charge thermique, le climatiseur traditionnel fonctionne en tout ou rien selon la température dans le local considéré. En d'autres termes il opère loin de son point nominal. Sa performance diminue et sa consommation d'énergie augmente du fait du cyclage et de consommation de veille. D'autre part, le mode "Marche/Arrêt" fréquent du climatiseur cause des fluctuations de la température intérieure.

Une des manières d'améliorer la performance d'un climatiseur est donc de varier sa capacité avec la charge thermique en utilisant un compresseur à vitesse variable.

Les avantages principaux se résument dans la baisse de la variation de la température du local, dans la rapidité de réponse du système et dans la baisse de consommation énergétique. Ceci dit, les succès commerciaux du système sont probablement imputables à d'autres caractéristiques. Les canalisations d'air et d'eau peuvent être évitées, les tuyauteries de frigorigène étant de faible diamètre ; l'apport d'air se limite à celui d'air neuf, ces systèmes permettent un contrôle individuel par local ; ils sont réversibles ; le chauffage de certaines zones et le rafraîchissement d'autres peut être réalisé simultanément.

Les inconvénients d'un système DRV sont principalement la complexité du contrôle, les pertes de charge et de chaleur du fait de la longueur de la tuyauterie, l'augmentation du risque de fuites frigorifiques et le coût élevé de l'installation.

Le modèle du système DRV doit représenter l'évolution des performances du compresseur en fonction de la vitesse de rotation et des différentes conditions intérieures et extérieures.

3.6 Modèle simplifié de l'unité intérieure utilisant un réfrigérant

Le comportement fortement dynamique des machines utilisant le fluide frigorigène (et notamment au démarrage) nécessite de travailler avec un pas de temps de l'ordre de quelques minutes permettant de décrire l'évolution de la basse pression et d'introduire les éléments de régulation. Un pas de temps plus fin, de l'ordre de quelques secondes, serait nécessaire pour prendre en compte le pic de puissance qui apparaît à chaque démarrage du compresseur. [MOR 2000]

Il n'est pas envisagé de travailler avec des tels pas de temps dans *Consoclim*, logiciel à pas de temps horaire destiné au calcul des consommations annuelles. On retient donc des modèles fondés sur les « données constructeurs » (niveau 2, voir 3.2.2) dans lesquels on va chercher à traduire « en moyenne » certains phénomènes dynamiques.

Le nombre des entrées doit être minimisé pour garder l'objectif d'un utilisateur non frigoriste, pour cela plusieurs estimations sont faites.

3.6.1 Détermination des conditions de soufflage en mode de rafraîchissement

3.6.1.1 Détermination du débit massique d'air de l'unité intérieur

Les documentations « constructeur » donnent les performances des appareils pour un certain débit d'air volumique et différentes conditions de fonctionnement. A noter que le débit volumique d'air est quasiment constant alors que le débit massique dépend des conditions de fonctionnement. Il faut donc calculer le débit massique d'air par les expressions : [AIC 1999]

$$v' = \frac{R_v \cdot (\delta + w_{air,ent}) \cdot T_{air,ent}}{P_{atm}} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{air,ent} = \frac{\dot{V}_{air,nom}}{v'} \quad (3.3)$$

avec : P_{atm} est la pression atmosphérique (101325 Pa)

$\delta = \frac{R_v}{R_a} = 0.622 \left[\frac{\text{kg(eau)}}{\text{kg(as)}} \right]$ rapport des constantes des gaz parfaits, $R_v = 461.24 \text{ J/kg.K}$

$w_{air,ent}$ humidité spécifique de l'air à l'entrée de l'évaporateur (kg/kg air sec)

$\dot{V}_{air,nom}$ débit d'air traversant l'unité intérieure m^3/s

$T_{air,ent}$ température sèche d'air à l'entrée de l'évaporateur en K

$\dot{m}_{air,ent}$ débit d'air traversant l'unité intérieure (kg/s air sec)

v' volume spécifique (kg/m^3)

3.6.1.2 Besoin à l'intérieur du local

Une part de la chaleur dégagée dans la pièce est due à la présence des équipements (éclairage, bureautique) et des occupants à l'intérieur, tandis que l'autre part est transmise par les murs opaques et les baies vitrées (apports solaires). Le système de rafraîchissement

a pour rôle d'évacuer cette chaleur en soufflant de l'air froid dans le local. S'ajoute à la puissance sensible dite « besoin », la puissance latente correspondant à la déshumidification de l'air au passage sur la batterie froide. Cette déshumidification compense les apports hydriques.

La puissance sensible perdue par l'air traversant l'unité intérieure doit être égale au besoin de la zone. Le besoin est calculé par le module « bâtiment », le débit d'air étant caractéristique de l'unité choisie. La température d'air nécessaire à la sortie de batterie est déduite de la température à l'entrée :

$$T_{\text{air,sort}} = \frac{Q_{\text{sens}}}{\dot{m}_{\text{air,ent}} \cdot (C_{p,\text{air}} + W_{\text{air,ent}} \cdot C_{p,\text{vap}})} + T_{\text{air,ent}} \quad (3.4)$$

$C_{p,\text{air}}$ et $C_{p,\text{vap}}$: les chaleurs massiques de l'air et de la vapeur d'eau respectivement J/kg.K,
 $T_{\text{air,sort}}$: la température sèche d'air à la sortie de l'évaporateur

3.6.1.3 Humidité spécifique à la sortie de la batterie terminale

Pour la modélisation de la déshumidification, le travail de [HIR 1982] caractérise la batterie froide par un facteur by-pass. [XIN 1990] a développé des modèles NTU de la batterie avec un modèle dynamique du premier ordre.

Les « données constructeur » donnent généralement un rapport entre la puissance sensible et la puissance frigorifique totale (appelé également SHF ou Sensible Heat Factor). Ce ratio permet de déduire les puissances sensibles et latentes à partir de la puissance frigorifique.

Normalement, pour une puissance frigorifique constante, le ratio puissance sensible/puissance latente est fonction de l'humidité intérieure du local. Ainsi, lorsque l'humidité est importante, l'évaporateur a tendance à déshumidifier le local, ce qui se traduit (à puissance frigorifique égale) par une puissance latente plus importante, et une puissance sensible plus faible.

Pour des climats de France métropolitaine, l'hypothèse d'un ratio constant est faite. Il est dans ce cas égal à celui délivré en régime nominal.

La notion de facteur de by-pass caractérisant le système sépare fictivement le flux d'air traversant l'évaporateur en deux [BRA 1980] [HIR 1982] :

- Un flux refroidi et déshumidifié par la batterie jusqu'au point appelé température moyenne de surface T_{ms}
- Un flux non modifié par la batterie

Le facteur de by-pass est défini par la relation :

$$BF = \frac{T_{\text{air,sort}} - T_{\text{ms}}}{T_{\text{air,ent}} - T_{\text{ms}}} = \frac{W_{\text{air,sort}} - W_{\text{ms}}}{W_{\text{air,ent}} - W_{\text{ms}}} \approx \frac{h_{\text{air,sort}} - h_{\text{ms}}}{h_{\text{air,ent}} - h_{\text{ms}}} \quad (3.5)$$

La notion d'efficacité de batterie froide peut également être introduite [STA 1993]. La relation entre l'efficacité et le facteur de by-pass est :

$$\varepsilon \approx 1 - BF = \frac{h_{\text{air,ent}} - h_{\text{air,sort}}}{h_{\text{air,ent}} - h_{\text{ms}}} = \frac{W_{\text{air,sort}} - W_{\text{air,ent}}}{W_{\text{air,ent}} - W_{\text{ms}}} \quad (3.6)$$

où T_{ms} est la température moyenne de surface de l'évaporateur, w_{ms} est l'humidité spécifique correspondante à ce point.

Connaissant l'efficacité, la température moyenne de surface et l'humidité absolue correspondante sont calculées. Ensuite, l'humidité spécifique à la sortie de la batterie peut

être déduite. Les relations suivantes [AIC 1999] permettent de calculer w_{ms} en fonction de T_{ms} .

$$\log_{10}(P_{vsat}) = \frac{7.625 T_{ms}}{241 + T_{ms}} + 2.7877 \quad (3.7)$$

$$w_{ms} = \frac{\delta \cdot P_{vsat}}{P_{atm} - P_{vsat}} \quad (3.8)$$

P_{vsat} : la pression de saturation correspondant à la température moyenne de surface.

L'humidité spécifique de l'air sortant de la batterie froide est déduite de :

$$w_{air,sort} = w_{air,ent} - \varepsilon \cdot (w_{air,ent} - w_{ms}) \quad (3.9)$$

Le point de sortie de l'air (Figure 3.5) est déterminé dans le diagramme de l'air humide comme étant l'intersection entre l'isotherme de sortie et la droite formée par les conditions d'entrée et par le point (T_{ms}, w_{ms}) . La température de l'évaporateur est considérée constante et homogène entre le réfrigérant et le film d'eau condensée.

[BRA 1989] a montré que l'utilisation de cette méthode de calcul introduit moins de 5% d'erreur sur la détermination de la puissance enthalpique par rapport à un calcul détaillé.

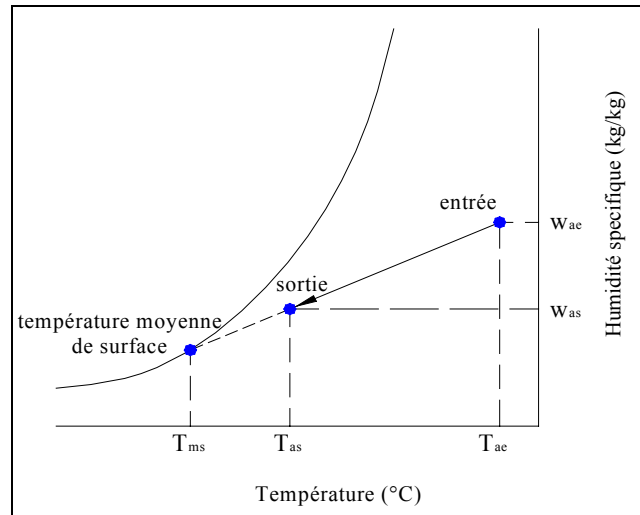


Figure 3.5 : Evolution de l'air traversant la batterie froide

3.6.1.4 Puissance latente

La puissance latente s'écrit :

$$Q_{lat} = \dot{m}_{air,ent} \cdot h_{lat,vap} \cdot (w_{air,ent} - w_{air,sort}) \quad (3.10)$$

$w_{air,sort}$: humidité spécifique de l'air à la sortie de l'unité intérieure

$h_{lat,vap}$: chaleur latente de vaporisation de l'eau (2500 kJ.kg^{-1})

3.6.1.5 Puissance frigorifique

La puissance frigorifique totale est égale à la somme des puissances latente et sensible.

$$Q_{tot} = Q_{sens} + Q_{lat} \quad (3.11)$$

3.6.2 Détermination des conditions de soufflage en mode de chauffage

L'évolution de l'air à travers l'unité intérieure est donnée (Figure 3.6). L'humidité spécifique de l'air à l'entrée du condenseur reste constante, aucune condensation n'a lieu, ce qui veut dire une puissance latente nulle.

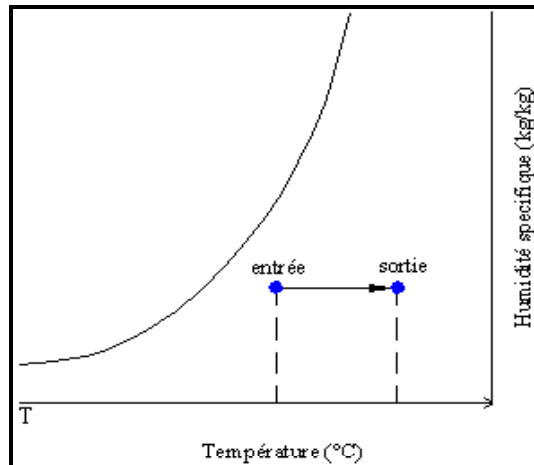


Figure 3.6 : Evolution de l'air traversant l'unité intérieure en mode chauffage

La température de sortie est déduite de l'équation 3.12, l'humidité à la sortie étant égale à celle de l'entrée.

$$T_{\text{air,sort}} = \frac{Q_c}{\dot{m}_{\text{air,ent}} \cdot (C_{p,\text{air}} + C_{p,\text{vap}} \cdot w_{\text{air,ent}})} + T_{\text{air,ent}} \quad (3.12)$$

$T_{\text{air,ent}}$: température d'air intérieur à l'entrée du condenseur

$w_{\text{air,ent}}$: humidité spécifique d'air intérieur à l'entrée du condenseur

$\dot{m}_{\text{air,ent}}$: débit d'air traversant l'unité intérieure (kg/s air sec)

$C_{p,\text{air}}$ et $C_{p,\text{vap}}$: les chaleurs massiques de l'air et de la vapeur d'eau respectivement,

$T_{\text{air,sort}}$: la température sèche d'air à la sortie du condenseur

3.7 Modèle horaire à facteur de by-pass constant

La modélisation de la consommation est assimilée à celles des groupes frigorifiques. Le débit d'air est supposé constant et égal au débit nominal. Les pertes dues au cyclage sont intégrées et le pas de temps est d'une heure. Ce modèle est comparé avec les données constructeur et un modèle de littérature lui-même validé par des données constructeurs.

3.7.1 Pré processeurs utilisés par le modèle

Avant de pouvoir utiliser le modèle, il faut disposer des valeurs des différentes entrées et paramètres. Pour cela, des « pré processeurs » servent à calculer ces valeurs dans le cas où ils ne sont pas donnés par le constructeur.

Le pré processeur « PREPGF » est utilisé [CON 2005]. Il est intégré dans la bibliothèque de pré processeurs *Consoclim* et permet la caractérisation des groupes frigorifiques à partir d'un modèle polynomial simplifié. Les coefficients de caractérisation de ce modèle sont calculés dans le cas où l'on disposerait d'au moins trois points de fonctionnement.

Un autre pré processeur « EFFIC » (voir annexe 3A), développé au cours de ce travail, permet de calculer le facteur de by-pass de l'unité intérieure d'après le point nominal.

3.7.2 Mode de rafraîchissement - modèle à pleine charge en conditions non nominales

Ce modèle caractérise le système frigorifique dans son ensemble par ses températures de sources chaude et froide ; il permet d'obtenir la puissance appelée au compresseur ainsi que la puissance fournie. Le modèle est basé sur deux équations de modélisation polynomiale

adimensionnelles établies à partir de l'expression du coefficient de performance théorique et d'une régression elle-même établie sur les « données constructeur ».

La puissance appelée au compresseur, Q_a , est calculée par un polynôme de deuxième degré en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur, de la température d'entrée de l'air au condenseur et du rapport des puissances appelée et frigorifique au point nominal. La puissance frigorifique en conditions non nominales est modélisée d'une manière similaire.

$$\left(\frac{Q_{afl}}{Q_{ffl}}\right) = \left(\frac{Q_a}{Q_f}\right)_{nom} (1 + C_1 \Delta T + C_2 \Delta T^2) \quad (3.13)$$

Q_{afl} : puissance absorbée à pleine charge non nominale
 Q_{ffl} : puissance frigorifique à pleine charge non nominale
 $Q_{a,nom}$: puissance absorbée nominale
 $Q_{f,nom}$: puissance frigorifique nominale

$$\Delta T = \left(\frac{T_{ext}}{T_{air,ent,h}}\right) - \left(\frac{T_{ext}}{T_{air,ent,h}}\right)_{nom} \quad (3.14)$$

T_{ext} : température extérieure en K (air à l'entrée condenseur)
 $T_{air,ent,h}$: température humide d'air à l'entrée de l'évaporateur

$$Q_{ffl} = Q_{f,nom} (1 + D_1 (T_{ext} - T_{ext,nom}) + D_2 (T_{air,ent,h} - T_{air,ent,h,nom})) \quad (3.15)$$

C_i, D_i sont les coefficients de pondération ($i = 1, 2$) identifiant le modèle de fonctionnement à pleine charge sous conditions non nominales en mode froid. Ces coefficients sont calculés grâce au pré processeur PREPGF à partir de trois points de paramétrage.

Dans le cas où la puissance frigorifique demandée est supérieure à la puissance frigorifique à pleine charge dans les conditions de fonctionnement considérées (en cas de sous dimensionnement), la puissance fournie se limite à cette puissance disponible. Dans le cas où la puissance frigorifique demandée est inférieure à la puissance frigorifique disponible, l'appareil fonctionne à charge partielle. (Voir § 3.7.4)

3.7.3 Mode de chauffage - Modèle à pleine charge en conditions non nominales

Le modèle polynomial à pleine charge en conditions non nominales est exprimé par les équations suivantes :

$$\left(\frac{Q_{afl}}{Q_{cfl}}\right) = \left(\frac{Q_a}{Q_c}\right)_n (1 + C_1 \Delta T + C_2 \Delta T^2) \quad (3.16)$$

$$\Delta T = \left(\frac{T_{ext}}{T_{air,ent}}\right) - \left(\frac{T_{ext}}{T_{air,ent}}\right)_n \quad (3.17)$$

$$Q_{cfl} = Q_{c,n} (1 + D_1 (T_{ext} - T_{ext,n}) + D_2 (T_{air,ent} - T_{air,ent,n})) \quad (3.18)$$

Q_c : puissance calorifique au condenseur
 Q_{afl} : puissance absorbée à pleine charge non nominale
 Q_{cfl} : puissance calorifique à pleine charge non nominale
 $Q_{a,nom}$: puissance absorbée nominale
 $Q_{c,nom}$: puissance calorifique nominale
 $T_{air,ent}$: température d'air intérieur à l'entrée du condenseur

Dans le cas d'un évaporateur à l'extérieur, Q_c est corrigé à l'aide du coefficient C_d de dégradation due au dégivrage. La correction de la puissance calorifique est écrite :

$$Q_{c,cor} = Q_c \text{ si } T_{ext} > 2^\circ\text{C}$$

$$Q_{c,cor} = C_d \cdot Q_c \text{ si } T_{ext} < 2^\circ\text{C}$$

3.7.4 Modèle de charge partielle avec cyclage

Le modèle utilisé pour les systèmes Splits est :

$$\frac{Q_a}{Q_{aff}} = C_{cp} \left(\frac{Q_f}{Q_{ffl}} - 1 \right) + 1 \quad (3.19)$$

Cette expression est dérivée des travaux de [PEI 1988]. Selon ces travaux relatifs aux compresseurs à pistons multi-cylindres, ce ratio, $\frac{Q_f}{Q_{ffl}} = \tau$ taux de charge, est égal au nombre de cylindres actifs divisé par le nombre de cylindres actifs à pleine charge. C_{cp} est une constante fonction du type du compresseur, du type de fluide frigorigène et les températures de condensation et d'évaporation.

Les coefficients de performances « réels » (charge partielle et conditions non nominales) et à pleine charge non nominale du modèle sont respectivement :

$$EER_{réel} = \frac{Q_f}{Q_a} \quad (3.20)$$

$$EER_{nn} = \frac{Q_{ffl}}{Q_{aff}} \quad (3.21)$$

Le coefficient de dégradation à charge partielle ou EER relatif est exprimé :

$$K_{cp} = \left(\frac{EER_{réel}}{EER_{nn}} \right) = \left(\frac{\frac{Q_f}{Q_a}}{\frac{Q_{ffl}}{Q_{aff}}} \right) = \left(\tau \cdot \frac{Q_{aff}}{Q_a} \right) = \left(\frac{\tau}{C_{cp} \cdot (\tau - 1) + 1} \right) \quad (3.22)$$

Cette expression convient bien pour le groupe frigorifique. Pour les climatiseurs autonomes on utilise souvent un coefficient $(1 - \alpha)$ au lieu de C_{cp} , α désignant le ratio de puissance de veille sur la puissance absorbée à pleine charge. Les résultats du banc d'essai mené par [FLA 2004] confirme les allures de charge partielle.

La Figure 3.7 montre l'évolution de K_{cp} en fonction de taux de charge. Ceci est donné pour différentes valeurs de α .

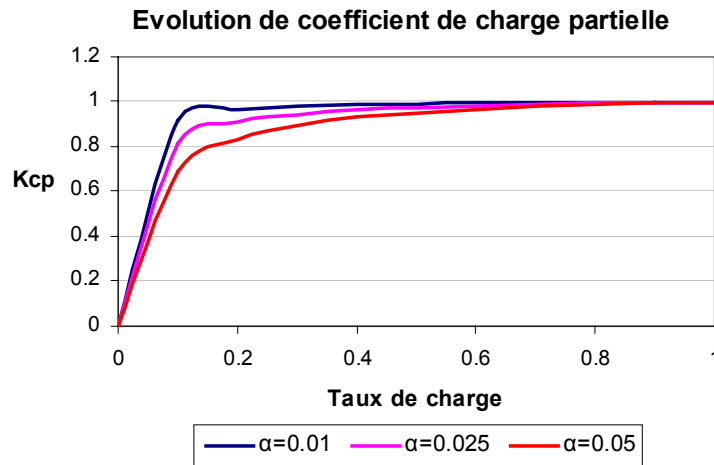


Figure 3.7 : Evolution du coefficient de charge partielle en fonction du taux de charge

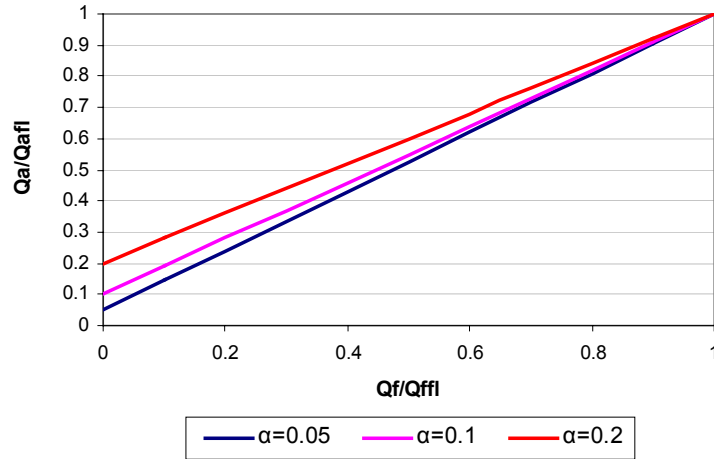


Figure 3.8 : Evolution de la puissance absorbée en cas de charge partielle

3.8 Modèle adimensionnel comparé à des données expérimentales

[GAR 1997] a comparé plusieurs types de modélisation avec 3 niveaux. Le premier avec un EER annuel constant égal à la valeur donnée par le constructeur en régime nominal. Le deuxième niveau reproduit le comportement du système en régime dynamique avec un pas de temps d'une minute avec les puissances sensibles et latentes inchangeables et égales aux valeurs données par le constructeur en régime nominal. Le troisième niveau traite le fonctionnement du système en régime permanent et en régime dynamique, en tenant compte d'une régulation tout ou rien. Pour ce dernier, il y a calcul des puissances latente et sensible en fonction des températures extérieures et intérieures. Ce dernier modèle a été validé par des mesures expérimentales.

L'interaction entre le bâtiment et le système est de grande importance sachant que l'air repris de la pièce évolue selon les apports sensibles et latents. Le modèle détermine la consommation et les températures et humidités au pas de temps d'une seconde puis extrapole à un pas de temps d'une heure.

D'après des « données constructeur », il est noté que la puissance totale et la puissance consommée varient en fonction des conditions intérieures et extérieures.

3.8.1 Expression des puissances en fonction des « données constructeur »

D'après le tableau de performance du constructeur illustré en annexe 3C, les puissances sensible, totale et absorbée sont écrites comme :

$$Q_{\text{tot}} = (C_1 + C_2 \cdot T_{\text{ext}}) + (C_3 + C_4 \cdot T_{\text{ext}}) \cdot h_{\text{air,ent}} \quad (3.23)$$

$$Q_{\text{sens}} = (C_5 + C_6 \cdot T_{\text{ext}}) + (C_7 + C_8 \cdot T_{\text{ext}}) \cdot h_{\text{air,ent}} + \frac{\dot{V}}{V} \cdot (C_{p,\text{air}} + W \cdot C_{p,\text{vap}}) \cdot (1 - \text{BF}) \cdot (T_{\text{air,ent}} - 26.67) \quad (3.24)$$

$$Q_{\text{abs}} = C_9 + C_{10} \cdot T_{\text{ext}} \quad (3.25)$$

Les coefficients c_1 à c_{10} sont le résultat d'une régression numérique ; $h_{\text{air,ent}}$ est l'enthalpie spécifique de l'air à l'intérieur.

Le dernier terme de l'équation 3.24 représente la correction apportée à la puissance sensible pour des points différents du nominal. Cette correction dépend du facteur de by-pass et modélise le refroidissement à des températures hautes, et la déshumidification à des températures basses.

Cette correction a été proposée par [CAR 1960] et [HIR 1982], puis par [HEN 1992].

On a réalisé un paramétrage complet pour une gamme d'une puissance frigorifique de 2.5 à 17.5 kW. (voir annexes 3C et 3E)

3.8.2 Expressions des puissances avec un modèle adimensionnel

Les coefficients $c_{1,i}^*$ à $c_{10,i}^*$ des équations 3.26, 3.27, 3.28 sont calculés pour chaque système comme le rapport entre les coefficients « c_1 à c_{10} » à la valeur nominale de la puissance considérée. Les puissances adimensionnelles totale, sensible et absorbée sont écrites pour chaque système S_i ($i = 1$ à 6) :

$$Q_{tot}^*(S_i) = \frac{Q_{tot}(S_i)}{Q_{tot,nom}(S_i)} = (c_{1,i}^* + c_{2,i}^* \cdot T_{ext}) + (c_{3,i}^* + c_{4,i}^* \cdot T_{ext}) \cdot h_{air,ent} \quad (3.26)$$

$$Q_{sens}^*(S_i) = \frac{Q_{sens}(S_i)}{Q_{sens,nom}(S_i)} = (c_{5,i}^* + c_{6,i}^* \cdot T_{ext}) + (c_{7,i}^* + c_{8,i}^* \cdot T_{ext}) \cdot h_{air,ent} \quad (3.27)$$

$$Q_{abs}^*(S_i) = \frac{Q_{abs}(S_i)}{Q_{abs,nom}(S_i)} = (c_{9,i}^* + c_{10,i}^* \cdot T_{ext}) \quad (3.28)$$

Les valeurs de $c_{1,i}$ à $c_{10,i}$ et de $c_{1,i}^*$ à $c_{10,i}^*$ sont données en annexe 3E pour 6 appareils.

Les puissances du fonctionnement nominal sont alors calculées à l'aide des équations 3.23, 3.24 et 3.25.

$$Q_{tot,ss}^* = Q_{tot,ss} \cdot Q_{tot,nom}^* \quad (3.29)$$

$$Q_{sens,ss}^* = Q_{sens,ss} \cdot Q_{sens,nom}^* + \frac{\dot{V}}{V} \cdot (C_{p,air} + W \cdot C_{p,vap}) \cdot (1 - BF) \cdot (T_{air,ent} - 26.67) \quad (3.30)$$

$$Q_{abs,ss}^* = Q_{abs,ss} \cdot Q_{abs,nom}^* \quad (3.31)$$

l'indice « ss » désigne le régime permanent.

Ce modèle adimensionnel permet de caractériser le système par trois paramètres : la puissance totale nominale, le facteur by-pass, et le débit d'air traversant l'évaporateur.

3.9 Comparaison entre deux modèles Split et les « données constructeur »

On compare les résultats obtenus par les deux modèles avec les données constructeur.

$$\text{L'erreur relative est donnée par : } E(\%) = \frac{(y_i - \hat{y}_i)}{\hat{y}_i} \cdot 100 \quad (3.32)$$

y_i : valeur de constructeur, $\hat{y}_i$: valeur calculée

Les coefficients de pondération ($i = 1, 2$) C_i , D_i identifiant le modèle de fonctionnement à pleine charge sous conditions non nominales sont déterminés pour chaque système (voir annexe 3D). $C_p = 0.95$. La comparaison a été établie sur les 6 systèmes retenus. La figure suivante traite le cas du système S_3 :

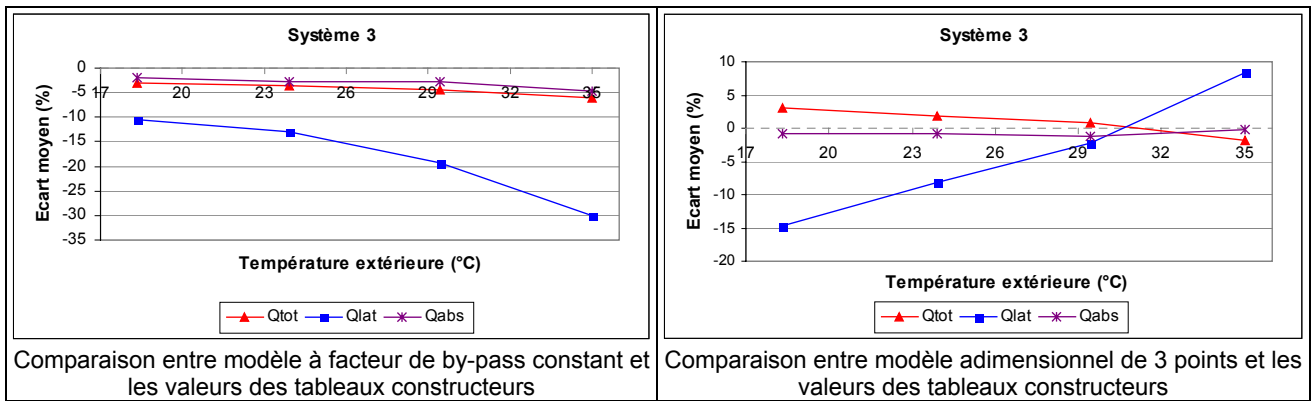


Figure 3.9 : Comparaison entre les deux modèles et les valeurs des tableaux constructeurs

La Figure 3.9 compare les résultats du modèle à by-pass constant d'un côté et du modèle adimensionnel de l'autre paramétrés avec les valeurs constructeur. Les graphes donnent l'erreur moyenne en fonction des températures extérieures. Ces erreurs sont les moyennes des erreurs relatives obtenues sur plusieurs températures humides intérieures.

L'erreur relative sur la puissance absorbée est d'environ 5 % pour les six systèmes étudiés.

Les valeurs de la puissance latente sont les plus éloignées. La puissance totale utilisée est brute, elle tient en compte de la puissance du ventilateur, ce qui augmente la puissance latente du constructeur déduite de la puissance totale. Cet écart est une conséquence de l'hypothèse d'un facteur de by-pass constant. La surestimation de puissance latente, a lieu quand la température de sortie d'air estimée par le modèle est trop basse.

Pour le modèle adimensionnel, on notera que l'erreur relative diminue systématiquement quand la température extérieure approche de sa valeur nominale.

Le but principal de modélisation est d'estimer la puissance absorbée. On considère que la marge maximale de l'écart moyen de 5 % est acceptable dans ce genre de modèles.

On étudie l'effet du facteur de by-pass, un paramètre clé dans le modèle, sur la puissance absorbée du système. Le système S_2 est repris, le constructeur donne un facteur de by-pass de 0.15. En utilisant le pré processeur on obtient plutôt $BF = 0.1725$ (+15% de la valeur donnée par le constructeur). Une autre valeur de 0.1275 est prise (-15% de valeur donnée par le constructeur).

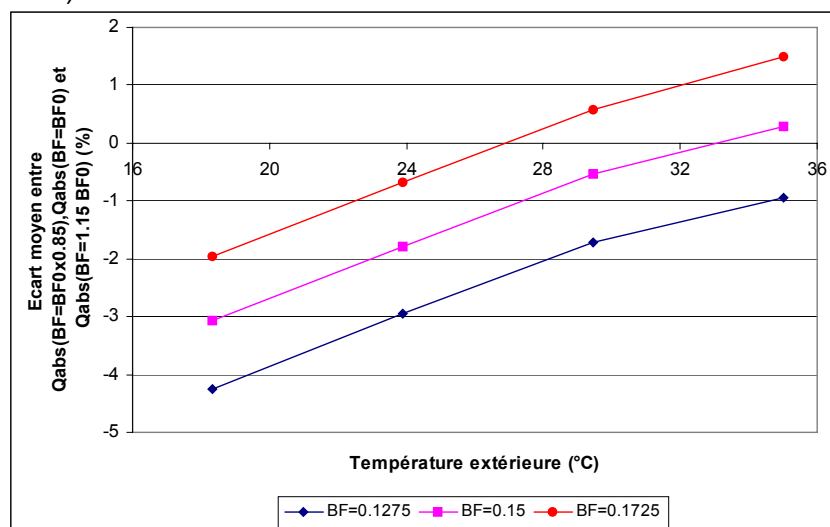


Figure 3.10 : Ecart moyenne par rapport aux données constructeur de la puissance absorbée pour les différentes valeurs du facteur de by-pass

On notera qu'une erreur de 15 % sur le facteur de by-pass engendra un écart moyen de 1% sur la puissance absorbée. Ceci dit, l'erreur d'estimation d'un paramètre de base du modèle, s'il n'est pas donné par le constructeur, est d'effet négligeable sur la puissance consommée.

Le modèle à facteur de by-pass constant présenté est bien adapté à la simulation horaire et sa précision est acceptable. Une comparaison avec un autre modèle à pas de temps court et qui permet le passage au pas de temps horaire est présentée en annexe 3B.

3.10 Modèle du système DRV

Dans la littérature, on ne trouve pas des modèles simplifiés de DRV. Des modèles basés sur des bancs d'essai sont plus fréquents. On se limite à la comparaison du modèle développé aux quelques points des données constructeurs.

3.10.1 Modes de fonctionnement

Les modes principaux de fonctionnement sont [TAN 1991] :

- Refroidissement seul : Toutes les unités intérieures sont en opération « froid »
- Chauffage seul : Toutes les unités intérieures sont en opération « chaud »
- Refroidissement principal : Le refroidissement est le mode principal dans le fonctionnement simultané des opérations froid et chaud
- Chauffage principal : Le chauffage est le mode principal dans le fonctionnement simultané des opérations froid et chaud
- Demandes égales : La demande globale en froid est égale à la demande globale en chaud.

3.10.2 Analyse de fonctionnement de l'unité extérieure

En mode de refroidissement, l'augmentation du débit d'air au condenseur a pour effet d'augmenter le transfert de chaleur, ce qui diminue l'écart entre la température de condensation et la température de l'air extérieur. La diminution de la température de condensation améliore le cycle de réfrigération et le coefficient de performance augmente.

D'autre part, si la température de l'air extérieur est constante et la charge de refroidissement varie, la température de condensation peut être facilement maintenue constante par la variation de vitesse du ventilateur au condenseur.

Mais si les conditions extérieures varient et si la charge de refroidissement à l'intérieur augmente beaucoup, la température de condensation augmente évidemment. Dans ce cas, l'augmentation du débit d'air au condenseur extérieur diminuera la température de condensation. On peut avoir besoin d'un débit plus grand pour ramener la température de condensation à la valeur de conception. Le bruit de l'unité extérieure augmentera alors ainsi que puissance du ventilateur, ce qui amène à diminuer le coefficient de performance du système.

C'est pourquoi, le débit d'air ne peut pas dépasser des valeurs maximales pour garder la pression de condensation constante. Ainsi, il existe une plage de pressions de condensation. Si la pression de condensation du système est dans cette plage, il n'est pas nécessaire de changer le débit d'air. Par conséquent, la séquence de commande sera simplifiée et les temps d'opération des pièces mobiles diminueront ce qui rallongera leur longévité.

De même, le coût initial du système sera diminué et le système pourra fonctionner avec un COP relativement plus haut dans différentes conditions (la température extérieure et charge de refroidissement).

Dans le calcul, on a considéré une pression de condensation constante lors du changement de la charge intérieure à température extérieure fixe. Ceci est équivalent à d'autres hypothèses simplificatrices d'un coefficient de transfert global constant pour d'autres modules dans *Consoclim*. On considère que la puissance de ventilateur subit l'évolution de charge partielle de l'unité entière.

Bien évidemment, en établissant le bilan d'énergie et de masse sur le condenseur, les conditions de sortie peuvent être déterminées. Les coefficients d'échange des échangeurs de chaleur et pertes de charges doivent être calculés. Pour cela il faudrait entrer les dimensions des échangeurs, des tuyaux, les données détaillées de performance du compresseur, des ventilateurs, des vannes et des autres organes de régulation du système. En variante, une autre loi décrit la variation de la température de condensation en fonction de la température extérieure.

3.10.3 Propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène

Les différentes propriétés thermodynamiques (les fluides frigorigènes utilisés en DRV sont le R407C ou le R410A) sont évaluées soit d'après des quotients rationnels soit d'après des polynômes. Les bases de données sont obtenues avec le logiciel *Refprop*¹ 7.

Ces interpolations sont établies pour le domaine de fonctionnement de DRV, donc elles peuvent donner des erreurs en dehors du domaine indiqué. (Exemple pour le R410A, annexe 3F)

Pour les points de vapeur ou liquide saturés, une variable (température ou pression) suffit pour caractériser toutes les propriétés. Dans ce cas des corrélations ont été établies.

Pour les régions de vapeur surchauffée et de liquide sous-refroidi où deux variables sont nécessaires pour calculer les différentes propriétés, le logiciel TC3D² a été utilisé pour établir ces corrélations, ce logiciel permet d'obtenir les équations d'une surface.

Pour le liquide sous-refroidi, il est considéré que le fluide est incompressible ainsi la température sera suffisante pour calculer les différents paramètres.

La précision que ces séries d'équations est excellente. L'erreur par rapport aux valeurs de *Refprop* ne dépasse pas 1% (annexe 3F)

3.10.4 Modèle simplifié du compresseur

Le débit du réfrigérant traversant le compresseur est exprimé par :

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{\Delta h}$$

$$\Delta h = h_2 - h_1$$

$\dot{m}_r$: le débit de réfrigérant dans le compresseur

Δh : la différence d'enthalpie entre la sortie et l'entrée de l'évaporateur.

Ayant la température d'évaporation et la surchauffe, h_1 et h_2 sont calculées d'après les équations (annexe 3F), sachant que $P_1 = P_2$ et ($T_2 = T_1 + \text{valeur de la surchauffe}$) et $h_7 = h_6$ où h_6 est calculée en connaissant le sous refroidissement et P_5 .

¹ Refprop 7 : Logiciel de calcul thermodynamique

² TC3D : TableCurve 3D v1.06, Jandel Scientific AISN Software

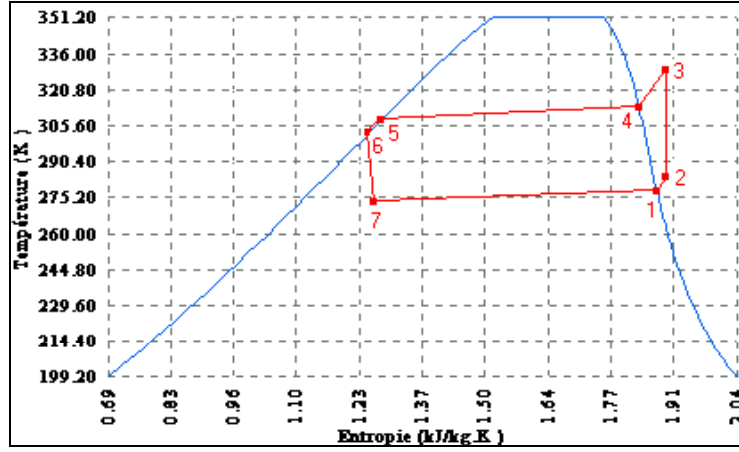


Figure 3.11 : Cycle frigorifique du fluide R407C.

En effet, le débit massique de réfrigérant peut être exprimé par une relation dans les cinq modes de fonctionnement.

- Refroidissement seul :

$$\sum \dot{m}_{r,ui, \text{evap}} = \dot{m}_{r,ue, \text{cond}} = \dot{m}_{r, \text{comp}} \quad (3.33)$$

- Chauffage seul :

$$\sum \dot{m}_{r,ui, \text{cond}} = \dot{m}_{r,ue, \text{evap}} = \dot{m}_{r, \text{comp}} \quad (3.34)$$

- Refroidissement principal :

$$\sum \dot{m}_{r,ui, \text{evap}} = \dot{m}_{r,ue, \text{cond}} + \sum \dot{m}_{r,ui, \text{cond}} = \dot{m}_{r, \text{comp}} \quad (3.35)$$

- Chauffage principal :

$$\sum \dot{m}_{r,ui, \text{cond}} = \dot{m}_{r,ue, \text{evap}} + \sum \dot{m}_{r,ui, \text{evap}} = \dot{m}_{r, \text{comp}} \quad (3.36)$$

- Récupération de chaleur :

$$\sum \dot{m}_{r,ui, \text{cond}} = \sum \dot{m}_{r,ui, \text{evap}} = \dot{m}_{r, \text{comp}} \quad (3.37)$$

La vitesse de rotation du compresseur ω est déduite :

$$\omega = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{\text{asp}} \cdot C \cdot \eta_v} \quad (3.38)$$

ρ_{asp} : masse volumique de réfrigérant à l'aspiration.

C : cylindrée du compresseur.

η_v : rendement volumétrique (fonction du taux de compression et de la vitesse de rotation).

Ensuite la puissance consommée est calculée;

$$Q_a = \frac{\dot{m}_r \cdot \Delta h_{is}}{\eta_g} \quad (3.39)$$

$\Delta h_{is} = h_3 - h_2$, (η_g est le rendement global défini ci-après)

h_3 est calculée (d'après les équations d'annexe 3F) sachant que $s_2 = s_3$ et $P_2 = P_5$

3.10.5 Caractéristiques du compresseur

Divers rendements caractérisent le fonctionnement du compresseur réel par rapport à un compresseur parfait. Ces rendements définissent les différentes pertes résultant des facteurs mécaniques et thermodynamique.

- Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique est défini comme le rapport entre le débit réellement aspiré et le débit théorique à l'aspiration. Il met en évidence le remplissage imparfait des cylindres (retard des clapets, volume mort, etc.).

Le rendement volumétrique est défini par : $\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_b}$

$\dot{V}_a$ est le débit volumique aspiré, $\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v$ ($\dot{m}$ est le débit du réfrigérant aspiré en kg/s, v est le volume spécifique m^3/kg ,

$\dot{V}_b$ est le débit volumique balayé, $\dot{V}_b = \frac{C \cdot N}{60}$, C est le cylindrée en m^3 , N est le nombre de tour par minute.

- Rendement global

Ce rendement globalise les pertes du moteur électrique et les pertes mécaniques du compresseur. C'est le rapport entre la puissance isentropique et la puissance consommée

par le compresseur. $\eta_g = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{isen}}{Q_a}$

Les rendements volumétrique η_v et global η_g dépendent fortement des caractéristiques et des conditions de fonctionnement du compresseur, comme par exemple :

- type et caractéristiques géométriques et mécaniques du compresseur volumétrique;
- nature du frigorigène ;
- taux de compression ;
- surchauffe des vapeurs à l'aspiration ;
- caractéristique du lubrifiant et entraînement d'huile ;
- présence éventuelle de fuites internes au niveau du contact piston-segment-cylindre ou au niveau des clapets, etc.

Parmi ces facteurs, pour un compresseur et un fluide frigorigène donné, le taux de compression et la vitesse de rotation sont ceux dont l'effet est le plus notable.

Ces rendements varient essentiellement avec le taux de compression pour des compresseurs à vitesse fixe. D'autre part, pour les compresseurs à vitesse variable ils ne varient pas seulement avec le taux de compression mais avec la vitesse de rotation.

Le taux de compression, $\tau = \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$, est défini comme le rapport entre les pressions aux bornes

du compresseur. En fait, c'est le rapport entre les pressions de condensation et d'évaporation.

Il existe des expressions des rendements global et volumétrique exprimés en fonction du taux de compression et de la vitesse de rotation. [CAU 1999]

compresseur à vitesse fixe	compresseur à vitesse variable
$\eta_v = a - b \cdot \tau$	$\eta_v = a_1 \cdot \tau + a_2 \cdot N + a_3 \cdot \tau \cdot N + a_4$
$\eta_g = c - d \cdot (\tau - c)^2 \frac{e}{\tau - g}$	$\eta_g = b_1 \cdot \tau + b_2 \cdot N + b_3 \cdot \tau \cdot N + b_4$

Tableau 3.1 : Les formes des rendements volumétrique et global.

En fait, les compresseurs à vitesse fixe sont construits pour fonctionner à une vitesse de rotation de 1500 tr/min ou de 3000 tr/min. Lorsque la vitesse de rotation est réduite, le rendement mécanique augmente contrairement au rendement électrique qui diminue parce que les moteurs sont optimisés pour une vitesse de rotation égale à 80% de la vitesse maximale. A une vitesse très faible, à cause du manque de lubrification en bas régime, les fuites internes augmentent ce qui peut entraîner la baisse du rendement volumétrique.

La vitesse de rotation est souvent limitée. Une très faible vitesse de rotation produit un faible débit du fluide frigorigène et ne permet plus d'entraîner l'huile de lubrification qui s'échappe du compresseur avec le fluide frigorigène et qui risque de s'accumuler dans l'évaporateur dégradant ainsi la qualité de l'échange et dans certains cas peut causer des dommages mécaniques au compresseur par manque de lubrification. [ZOU 2006]

Un séparateur d'huile muni d'un système de réintégration du compresseur est souvent installé pour contre tourner ce problème.

En général, le rendement global doit augmenter mais ce n'est pas toujours vrai parce qu'à faible vitesse de rotation la lubrification n'est pas suffisante et les pertes sont très grandes. De même, lorsque la vitesse augmente, le rendement mécanique devient plus faible avec les risques de casse du matériel, l'augmentation des vibrations et les pertes de frottement.

[PAR 2002] a montré pour une étude expérimentale d'un compresseur à vitesse variable que le coefficient performance a augmenté de 13% en passant d'une fréquence de 45 Hz à 75 Hz. En augmentant la fréquence encore, le COP a diminué. Il a déduit que les pertes de frottement sont la cause de cette chute de performance.

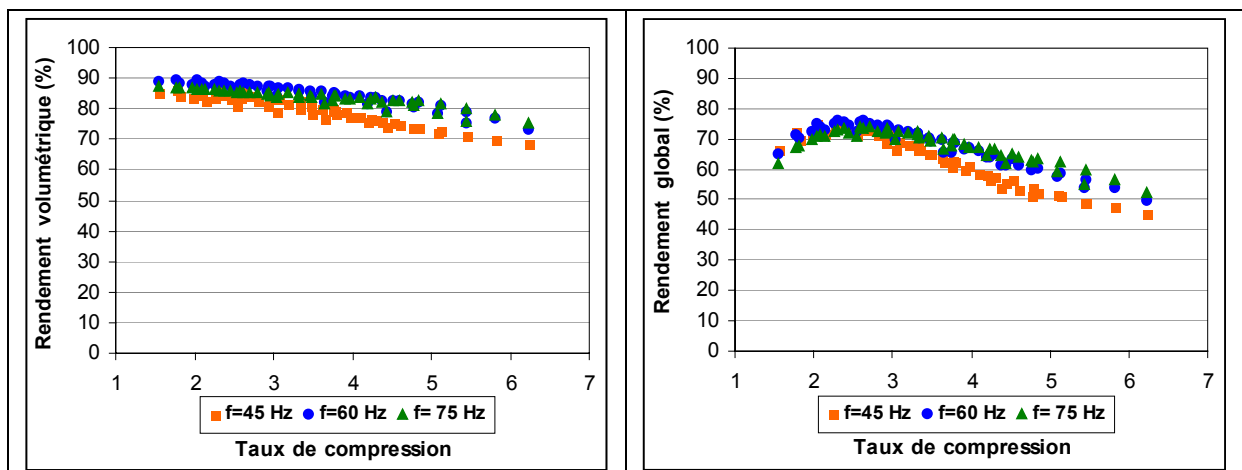


Figure 3.12 : Variation de rendement volumétrique et de rendement global en fonction du taux de compression pour différentes vitesses de rotation. (donné du constructeur DANFOSS)

En fait, la vitesse de rotation peut être déduite d'après la fréquence en connaissant le nombre de pôles (p) de moteur électrique et en introduisant le facteur « slip ratio » (s) et en considérant d'un variateur de fréquence transmettant un courant alternatif triphasé relié à au stator. [HON 2002]

$$\omega = \frac{120 \cdot f \cdot (1-s)}{p} \quad (3.40)$$

Un mauvais couplage du variateur de fréquence, du moteur et du compresseur peut faire chuter les rendements de 10%. [REI 1988]

3.10.6 Principe de calcul des systèmes fonctionnant avec deux ou trois compresseurs

Le calcul de la puissance absorbée par le système reste la même en ce qui concerne compresseur à vitesse variable (en général, il y a un compresseur à vitesse fixe et les autres sont à vitesse variable). Lorsque la charge atteint un certain pourcentage (par exemple 60%) de la charge maximum, le compresseur à vitesse fixe est mis en fonction. Ainsi, le débit donné par le compresseur à vitesse fixe est retranché du débit nécessaire obtenu d'après la puissance totale calculée. Ce type de fonctionnement permet la minimisation d'énergie en profitant de la caractéristique de COP élevé du compresseur à vitesse variable aux charges partielles.

Le Tableau 3.2 donne la logique de contrôle pour deux compresseurs qui peuvent alimenter un système DRV, un à vitesse variable (vitesse de rotation entre 1800 et 5400 tr/min) et l'autre à vitesse fixe [HON 2002]. Les concepteurs des systèmes traitent avec attention la lubrification des pièces du compresseur à vitesse variable. La variété répétitive de la vitesse du compresseur peut influencer le retour d'huile au compresseur. Un transfert d'huile d'un compresseur à l'autre est possible.

Exemple d'une logique de contrôle pour un fonctionnement en parallèle de deux compresseurs, une variable et l'autre fixe													
Taux de charge (%)		30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
Compresseur à vitesse variable	Fréquence(Hz)	30	40	50	60	70	30	40	50	60	70	80	90
	En marche	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI
Compresseur à vitesse fixe	En marche	NON	NON	NON	NON	NON	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI	OUI

Tableau 3.2 : Logique de contrôle d'un système fonctionnant à deux compresseurs.

3.10.7 Principe de calcul des systèmes fonctionnant en mode froid principal mode chaud principal ou en demandes égales

Lorsque le système fonctionne en mode « froid principal », les condenseurs des unités intérieures qui fonctionnent en mode chaud sont en parallèle avec le condenseur extérieur. La puissance majoritaire qui fixe le débit du fluide est déduite de celle des évaporateurs intérieurs. La même logique est applicable pour le fonctionnement en mode chaud principal.

Dans le cas de demandes égales, la somme des débits des unités intérieures en fonctionnement chaud est égale à celle des débits des unités fonctionnant en mode froid. Le ventilateur extérieur est totalement à l'arrêt. Le coefficient de performance est plus grand dans le mode mixte de fonctionnement que dans le mode unique. Il est maximum pour le mode de récupération de chaleur.

3.10.8 Coefficient de performance - conclusion

[FIL 2004] a étudié l'effet de quelques paramètres sur la puissance consommée. Des valeurs par défaut comme le rendement volumétrique et la surchauffe et le sous refroidissement peuvent être retenus. Le réseau des tuyaux est traité en recourant aux catalogues constructeurs et en introduisant la correction des puissances nominales selon la longueur des réseaux. Le coefficient de performance varie en fonction de vitesse de rotation du compresseur (Figure 3.13), donc en fonction du débit frigorigène et de la puissance demandée en suivant les évolutions des rendements retenus dans la modélisation du compresseur.

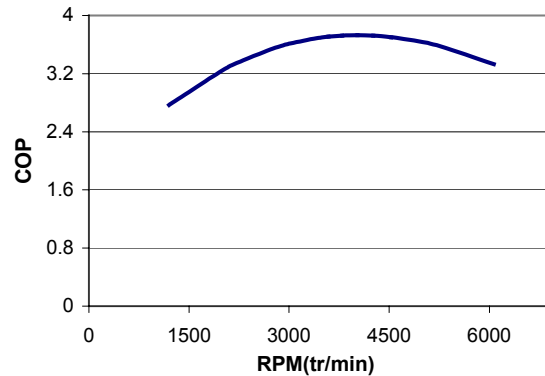


Figure 3.13 : Variation de coefficient de performance en fonction de la vitesse de rotation

Comme le logiciel *Consoclim* est élaboré pour estimer les consommations d'un système de climatisation afin de comparer avec celles d'un autre lors d'une étude prévisionnelle, le modèle doit être facile à paramétrer quitte à accepter des erreurs de l'ordre de 10%, les entrées détaillées doivent être évitées. Le modèle développé permet de répondre à l'exigence de Consoclim tout en représentant les phénomènes influents sur la consommation.

3.11 Modèle de Thermo-frigopompe

3.11.1 Définition

Les thermo-frigopompes permettent une récupération de chaleur variable suivant les besoins (nulle en été, partielle en mi-saison, totale en hiver). Cette chaleur est utilisée pour le chauffage des locaux et éventuellement pour le chauffage d'eau chaude sanitaire.

Cet ensemble est donc approprié partout où il y a besoin d'un groupe de production d'eau glacée et de chauffage ou eau chaude sanitaire simultanée : dans l'industrie, refroidissement de machines, et chauffage des locaux, et dans le tertiaire, hôtellerie, hôpitaux (climatisation + eau chaude sanitaire).

Le même principe de récupération s'applique au froid ; un lien vers la nappe phréatique permet l'évacuation de froid quand la machine fonctionne pour assurer un besoin de chaud en l'absence de besoin de froid.

Dans ce modèle, l'évacuation de froid (eau glacée) et de chaud (eau chaude) sur la nappe est réalisée via un échangeur à plaques. Cinq modes de fonctionnement (Tableau 3.3) sont proposés pour un système thermo-frigopompe. [CFP 2003]

Mode de fonctionnement	Description de régulation et de l'état de récupération
1. Demande de froid seul	- groupe frigorifique en fonctionnement - régulation en fonction de la demande de froid - évacuation de la totalité des calories générées vers la nappe phréatique
2. Demande de chaud seul	- groupe frigorifique en fonctionnement - régulation en fonction de la demande de chaud - évacuation de la totalité des frigories générées vers la nappe phréatique
3. Taux de charge de froid supérieur au taux de charge de chaud	- groupe frigorifique en fonctionnement - régulation en fonction de la demande de froid - utilisation de la totalité des frigories produites - utilisation des calories nécessaires à la satisfaction des besoins - évacuation des calories excédentaires vers la nappe phréatique
4. Taux de charge de chaud supérieur au taux de charge de froid	- groupe frigorifique en fonctionnement - régulation en fonction de la demande de chaud - utilisation de la totalité des frigories produites - utilisation des frigories nécessaires à la satisfaction des besoins - évacuation des frigories excédentaires vers la nappe phréatique
5. Taux de charge de chaud égale au taux de charge de froid	- groupe frigorifique en fonctionnement - utilisation de la totalité des frigories et des calories produites - aucune évacuation vers la nappe phréatique

Tableau 3.3 : Modes de fonctionnement pour un système thermo-frigopompe

Ces modes peuvent être classés selon trois catégories. (Même chose pour le froid) :

- **Récupération totale** : la demande du circuit de chauffage est maximale. La totalité des calories est transmise au circuit de chauffage. Il faut noter que le rendement global du groupe est supérieur aux autres cas de fonctionnement.
- **Récupération partielle** : la demande du circuit de chauffage diminue, une partie seulement est récupérée, l'autre est évacuée vers la nappe.
- **Sans récupération** : les besoins de chauffage sont nuls. Le fonctionnement est celui d'un groupe d'eau glacée classique.

3.11.2 Mode de rafraîchissement

3.11.2.1 Fonctionnement à pleine charge en conditions non nominales

Le calcul à pleine charge en conditions non nominales suit le principe décrit en 3.7.1, 3.7.2, 3.7.3 pour un système frigorifique, il est appliqué pour la thermofrigopompe.

La température $T_{\text{air,ent,h}}$ est remplacée par T_{se} : la température de sortie de l'évaporateur T_{se} pour l'eau glacée. La température T_{ext} est remplacée par T_{ec} : la température d'entrée de l'eau au condenseur. Le schéma de principe en mode froid est donné (Figure 3.14).

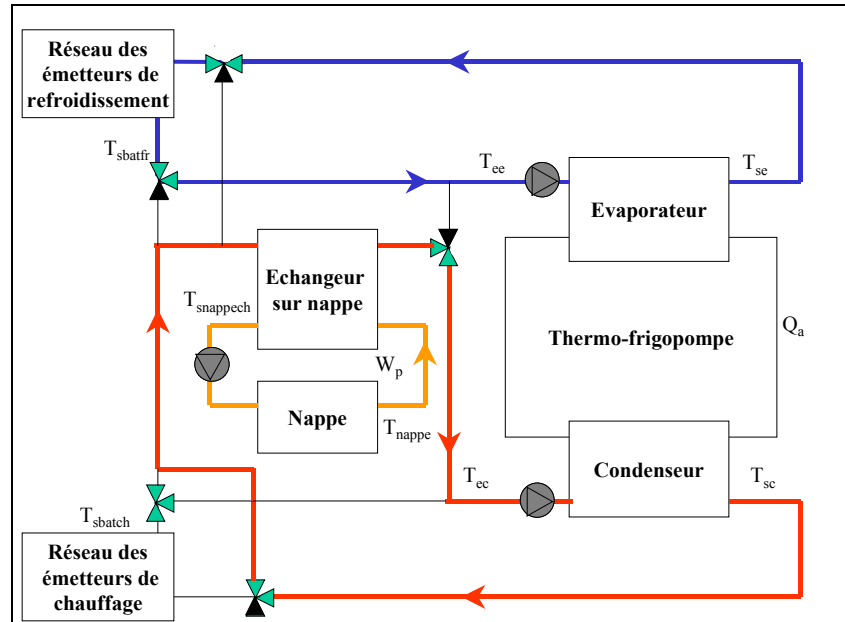


Figure 3.14 : Schéma de fonctionnement en mode « froid seul »

- T_{se} : température d'eau glacée à la sortie d'évaporateur
 T_{sc} : température d'eau chaude à la sortie du condenseur
 T_{nappe} : température d'eau de la nappe
 T_{sbatfr} : température de retour de réseau de froid
 T_{sbatch} : température de retour de réseau de chaud
 Q_a : puissance appelée au compresseur
 W_{pom} : puissance appelée de la pompe
 $T_{snappech}$: température de sortie d'échangeur sur nappe en rejet de chaud

La puissance frigorifique fournie par le groupe frigorifique est déterminée à chaque pas de temps, à partir de la puissance utile sur les composants terminaux et des pertes de distribution.

3.11.2.2 Fonctionnement à charge partielle

Le modèle utilisé est semblable au modèle cité dans 3.7.4 mais au deuxième degré ; Il ne prend pas compte de puissance de veille, vu sa faible importance par rapport aux grandes puissances de ces systèmes.

$$\frac{Q_a}{Q_{afi}} = K_{CP} \cdot \frac{Q_f}{Q_{ffi}} + (1 - K_{CP}) \left(\frac{Q_f}{Q_{ffi}} \right)^2 \quad (3.41)$$

- Q_{afi} : puissance appelée à pleine charge au compresseur en conditions non nominales (W)
 Q_{ffi} : puissance frigorifique à pleine charge fournie en conditions non nominales (W)
 Q_f : puissance frigorifique effectivement fournie (W)

La puissance de chauffage au condenseur est évacuée totalement sur la nappe :

$$Q_{aevacuer} = Q_c = Q_a + Q_f. \quad (3.42)$$

Q_c : puissance calorifique effectivement fournie (W)

3.11.3 Mode de chauffage

En réalisant le bilan énergétique du cycle frigorifique, la puissance sur le condenseur est déterminée comme la somme de la puissance fournie à l'évaporateur et la puissance appelée au compresseur:

$$Q_c = Q_f + Q_a \quad (3.43)$$

$$Q_{cfl} = Q_{ffi} + Q_{afi} \quad (3.44)$$

Q_{cfl} : puissance calorifique à pleine charge pour des conditions non nominales (W)

En considérant que $\frac{Q_c}{Q_{cfl}} \approx \frac{Q_f}{Q_{ffl}}$ ce qui est vrai quand K_{cp} est proche de 1 (ce qui est souvent le cas), on peut écrire l'équation suivante pour déduire la consommation à charge partielle en mode de « chaud seul ».

$$\frac{Q_a}{Q_{afl}} = K_{CP} \cdot \frac{Q_c}{Q_{cfl}} + (1 - K_{CP}) \left(\frac{Q_c}{Q_{cfl}} \right)^2 \quad (3.45)$$

3.11.4 Modes mixtes

Pour le mode 3, quand le taux de charge de froid est supérieur au taux de charge de chaud, c'est le besoin de froid qui régule le fonctionnement de la machine. Le complément de puissance chaud est évacué vers la nappe : $Q_{aevacuer} = Q_f + Q_a - Q_{chaud}$

Q_{chaud} : besoin de froid calculé d'après le réseau alimentant les unités terminales (W)

Pour le mode 4, quand le taux de charge de chaud supérieur au taux de charge de froid, le fonctionnement est semblable au mode 2. la puissance froide à évacuer sur la nappe :

$$Q_{aevacuer} = Q_c - P_a - Q_{froid}$$

Q_{froid} : besoin de froid calculé d'après le réseau alimentant les unités terminales (W)

Si le taux de charge de froid est équivalent au taux de charge de chaud, la machine est en mode « demandes égales », le principe de fonctionnement est celui de mode 1 sans aucune évacuation sur la nappe et la pompe correspondante est à l'arrêt.

Ce type de système n'est pas « standard » et ne se trouve généralement pas dans les catalogues des constructeurs sous forme de thermo-frigopompe. Toutefois, on le trouve sous la forme d'un groupe frigorifique eau/eau avec une régulation modifiée.

La validation expérimentale repose donc essentiellement sur celle du groupe frigorifique.

Des résultats horaires montrant l'importance de la récupération sont donnés dans le dernier chapitre.

3.12 Références - chapitre 3

- [AIC 1999]** AICVF guide n°10. Conception des installations de climatisation et de conditionnement de l'air. Tertiaire et industrie. 1999.
- [BEN 1999]** Benamer A., Clodic D. "Analyse et simulation de systèmes frigorifiques à vitesse variable. Quantification de l'amélioration de l'efficacité énergétique de cette technologie". Armines, Ademe.
- [BRA 1980]** Brau J. 1980. Modélisation thermique des bâtiments. Validations des modèles de calcul pour une étude expérimentale en ambiance climatique simulée, thèse, INSA Lyon.
- [BRA 1989]** Braun J.E., Klien S.A, Mitchell J.W "Effectiveness models for cooling towers and cooling coils".1989 Ashrae Transactions vol 92 part 2, 164 -174.
- [CAR 1960]** Carrier manual,1960.1ère partie: Bilan thermique. New york: Carrier International, LTD
- [CAU 1999]** Cauret O., Benamer A., Clodic D.. "La compression à vitesse variable : enjeux et conditions de mise en œuvre. Journée technique : Nouveaux fluides frigorigènes : le froid doit-il coûter plus cher ?". Paris Nord Villepinte, le 23 septembre 1999.
- [CFP 2003]** Chaud froid plomberie N° 660 - septembre 2003. Chaud froid plomberie N° 652 – décembre 2002.
- [CHO 2003]** Choi J.M. and KIM Y.C., Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves. Energy 28 (2003) 141 - 155.
- [CON 2005]** Consoclim 2005, Cahier des algorithmes Consoclim, version 2005.
- [CON 2002]** Etude de la sensibilité et validation in situ de la méthode Consoclim. Rapport Final. Alessandrini J.M., Bolher A., Fleury E., Marchio D., Millet J.R., Roujol S., Stabat P.
- [FIL 2004]** Filfli S., Marchio D., Modèle simple de système de climatisation à débit de réfrigérant variable en vue d'un calcul prévisionnel de consommation. IBPSA 2004. Toulouse.
- [FLA 2004]** Flach-Malaspina N. Conception globale d'une pompe à chaleur air/eau inversable à puissance variable pour le secteur résidentiel. Thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris.
- [GAR 1997]** Garde F. "Validation et développement d'un modèle thermo-aérodynamique de bâtiments en climatisation passive et active. Intégration multi-modèle de systèmes". Thèse, Université de La Réunion.

- [HEN 1992]** Henderson H.I., Rengarajan K. and Shirey D.B., The impact of comfort control on air conditioner energy use in humid climates. ASHRAE Transactions, 1992, V.98, Pt.2.
- [HIR 1982]** Hirsch J.J. 1982. Simulation of HVAC equipment in the DOE-2 Program. In proceedings of system simulation in buildings, Liège :89-107.
- [HON 2002]** Hongqi L., Quanping L., Ruixiang W.,. "Research and development of variable-speed scroll compressor". The International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2002, USA. C24-4.
- [LEG 2000]** Legutko .T and Taylor M.] SPLIT SYSTEMS By: Carrier Corporation. Syracuse, New York September 2000
- [MAC 1988]** MacArthur J.W., Grald E.W. "Optimal comfort control for variable-speed heat pumps ". Ashrae transactions 1988,part 2.
- [MOR 2000]** Morisot O. 2000, Modèle de batterie froide à eau glacée adapté à la maîtrise des consommations d'énergie en conception de bâtiments climatisés et en conduite d'installation. Thèse en énergétique, Ecole des Mines de Paris.
- [PAR 2002]** Park Y.C., Kim Y. and Cho H., Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. International Journal of Refrigeration 25 (2002) 1072 - 1082.
- [PEI 1988]** Peitsman H.C., Nicolas H.J, 1988. IEA annex 10 "Liquid chilling system". TNO, Institute of Applied Physics. The Netherlands.
- [REI 1988]** Reigger O. K., Variable speed compressor performance, Ashrae Transactions 1988, part 2, p.1215-1228.
- [ROU 2003]** Méthodes de calcul prévisionnel des consommations d'énergie des bâtiments climatisés – incertitude et validation. Thèse, en énergétique, Ecole des Mines de Paris
- [SCH 1999]** Schmidt F., Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design. The 20th International congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.
- [STA 1993]** Stan S. 1993. Maîtrise et calcul des consommations des installations de climatisation, thèse, Ecole des Mines de Paris.
- [TAN 1991]** Tanaka N. Lijima H. Development of a new multi-system air-conditioner with concurrent heating and cooling operation. Ashrae Transactions 1991,vol 97,part 2.
- [XIA 1999]** Xia J., Zhou X., Jin X, Zhou Z., Dynamic simulation of superheat at the evaporator outlet of the conditioner with

inverter. The 20th International congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.

[XIA 2002]

Xia J., Winandy E., Georges B. and Lebrun J., Testing methodology for VRF systems. Purdue compressor Engineering and Refrigeration and Air Conditioning Conferences. R4-2.

[XIN 1990]

Xin Ding, J.P. Eppe, J. Lebrun, and M. Wasacz Marian.1990. Previous models and new proposals of cooling coil in transient and/or wet regimes. Theoretical and experimental validation. In Proceedings of System Simulation in Buildings.

[ZOU 2006]

Zoughaib A., Clodic D., Vitesse variable des compresseurs et lubrification. Revue Générale du Froid et du conditionnement d'air, n°1063 - Mai 2006.

CHAPITRE 4 - METHODOLOGIE - PLANS D'EXPERIENCES

La méthode des plans d'expériences est exposée dans ce chapitre. On rappelle tout d'abord les bases pour mettre en évidence son intérêt et pour que son utilisation soit compréhensible.

L'objectif de la méthode appliquée à la simulation est d'obtenir un maximum d'informations avec un minimum de simulations. En effet, pour un problème défini, différentes solutions peuvent être testées, évaluées et comparées. **Une organisation systématique des simulations accélère l'obtention des résultats** en diminuant en même temps le risque d'erreurs.

Deux types de plans d'expériences sont détaillés dans ce chapitre. Tout d'abord les plans factoriels et ensuite les plans fractionnaires qui permettent de réduire fortement le nombre des simulations à réaliser. La méthode de TAGUCHI sera utilisée dans l'application du deuxième type.

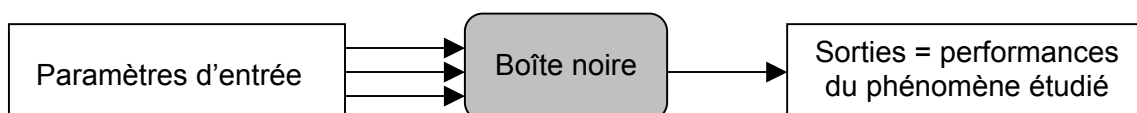
4.1 Introduction aux plans d'expériences

4.1.1 Bref aperçu historique

L'origine des plans d'expériences remonte au début du siècle dernier pour des recherches agronomiques. Ils reposent essentiellement sur des expérimentations multi facteurs et sur un traitement des résultats à l'aide de régressions multiples et d'analyse de la variance. Ils sont restés du domaine de quelques spécialistes et leurs applications industrielles ont été réduites du fait de la complexité des calculs qu'ils nécessitent, jusqu'à l'arrivée des moyens informatiques puissants. [SOU 1995]

4.1.2 Contexte d'utilisation

Le contexte d'utilisation des plans d'expérience recouvre les phénomènes de type « boîte noire », que l'on cherche à « éclaircir » pour mieux en comprendre le fonctionnement et en optimiser les performances. Cela impose une connaissance minimale sur le phénomène étudié avant d'entreprendre les essais. On doit être en mesure de **lister les paramètres** susceptibles d'agir sur le fonctionnement de la boîte noire. Ces paramètres sont les « entrées » appelées par la suite facteurs ou variables. Les performances obtenues sont les « sorties » appelées par la suite réponses. [BEN 1994]



4.1.3 Objectif

A partir des résultats d'essais et/ou de simulations réalisés, on cherche à expliquer le fonctionnement de la boîte noire en estimant les réponses pour des combinaisons non réalisées des paramètres d'entrées. Le but est de trouver une configuration des paramètres d'entrée qui résolve le problème.

4.2 Définitions

Un plan d'expériences correspond à une matrice d'essais - liste des combinaisons des niveaux des facteurs définis à l'avance - qu'il faudra réaliser pour obtenir les résultats.

4.2.1 Facteurs (ou variables)

Les facteurs sont les causes possibles, élémentaires, des variations observées sur la réponse [BEN 1994]. Ils peuvent être de deux natures différentes : qualitative comme le type de système de climatisation ou quantitative comme l'efficacité de ce système. En général un facteur varie entre deux bornes : la borne inférieure (niveau bas que l'on note par -1) et la borne supérieure (niveau haut que l'on note par $+1$). L'ensemble de toutes les valeurs que peut prendre le facteur entre le niveau bas et le niveau haut, s'appelle le domaine de variation du facteur. Un facteur peut prendre plusieurs niveaux à l'intérieur de son domaine de variation.

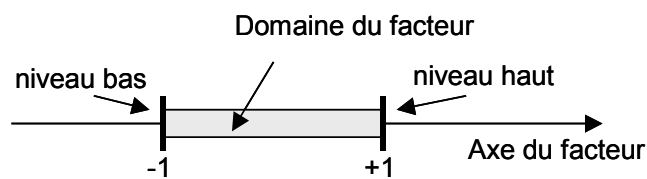


Figure 4.1 : Domaine de variation d'un facteur défini par ses niveaux

Le domaine de variation du facteur est constitué de toutes les valeurs comprises entre -1 et $+1$.

Dans l'espace expérimental, les niveaux des facteurs définissent des points expérimentaux disposés dans le domaine d'étude.

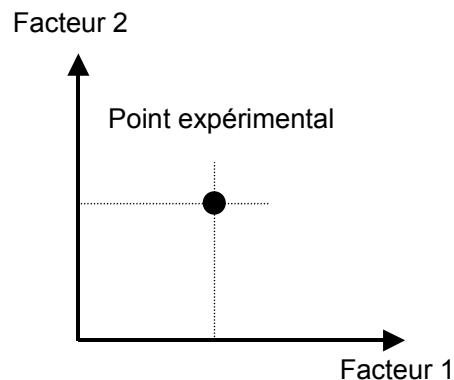


Figure 4.2 : Point expérimental défini par ses niveaux de facteurs

4.2.2 Domaine d'étude

Les niveaux des facteurs peuvent être considérés comme les coordonnées d'un point de l'espace expérimental. Une expérience donnée est représentée par un point dans ce système. L'ensemble des points expérimentaux constitue le domaine de l'étude.

La réunion des domaines de variation de chaque facteur définit le domaine d'étude. Autrement dit, c'est la partie retenue par l'expérimentateur pour faire ses essais.

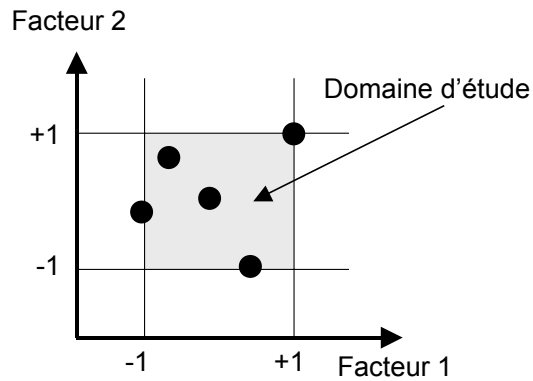


Figure 4.3 : Domaine d'étude pour un plan de deux facteurs à deux niveaux

4.2.3 Surface de réponse

La réponse est la grandeur que l'on mesure pour connaître l'effet des facteurs sur le système. La fonction qui lie la réponse aux facteurs est représentée par un modèle mathématique :

$$y = f(x_1, x_2, x_3 \dots x_k) \quad (2.1)$$

y est la réponse

x_i représentent les niveaux des facteurs

A chaque point du domaine d'étude correspond une réponse. L'ensemble des réponses définit la surface de réponse. On ne connaît que quelques réponses, celles de points expérimentaux (résultats de quelques simulations). On interpole les réponses connues pour obtenir une approximation de la surface de réponse.

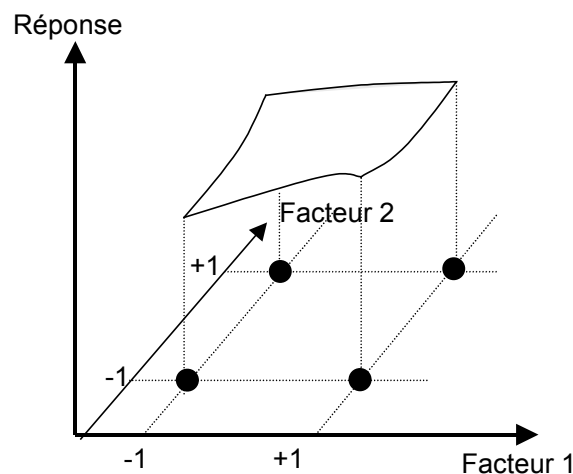


Figure 4.4 : Surface de réponse pour un plan de deux facteurs à deux niveaux

4.2.4 Coordonnées centrées réduites

Les variables utilisées dans le plan d'expérience sont centrées et réduites. Le passage des variables d'origine, A , aux variables centrées réduites, x , est donnée par la formule suivante :

$$x = (A - A_0) / \Delta_A \quad (2.2)$$

A_0 est la valeur centrale de l'intervalle $[-1, +1]$, exprimé en unité courante,

le pas Δ_A étant la variation entre la position moyenne de la variable et une extrémité du domaine.

4.3 Types de plans d'expériences

La différenciation entre les différents types de plans d'expérience se fait souvent selon que les facteurs sont indépendants ou pas. Trois catégories principales sont différenciées. [GOU 1999]

4.3.1 Plans de criblage

Ces plans permettent de découvrir les facteurs les plus influents sur une réponse. On ne cherche pas à obtenir une relation précise entre les variations des facteurs et celles des réponses. On distingue :

- *Plans « un facteur à la fois »* : Seuls les effets principaux sont connus. On n'obtient aucune interaction.
- *Plans factoriels fractionnaires* : Ou plans de Plackett et Burman ou tables de Taguchi. On peut détecter les interactions mais elles sont difficiles à interpréter. Ces plans sont basés sur des matrices d'Hadamard.
- *Plans sursaturés* : Ces sont des plans qui prennent en compte un grand nombre de facteurs et qui ne demandent que quelques essais.
- *Plans factoriels complets* : Ils servent à faire du criblage et peuvent servir en modélisation.

4.3.2 Plans de modélisation

- *Plans factoriels complets* : Ces plans peuvent être utilisés pour la modélisation mais comme, il n'y a que deux niveaux par facteur, on ne peut qu'employer des modèles du premier degré avec interactions.
- *Plans non conventionnels* : Tout plan qui s'écarte des plans classiques (niveaux ou emplacement décalés, manque de nombres d'expériences,...)
- *Plans composites* : Ces plans permettent une modélisation du second degré.
- *Plans de Doehlert* : Ces plans servent à interpréter les réponses obtenues avec une modélisation du second degré.
- *Plans de Box-Behnken* : Ces plans permettent une modélisation du second degré tout en respectant certaines critères d'optimalité.
- *Plans de Roquemore* : Ces plans nécessitent peu d'essais pour obtenir un modèle du second degré.
- *Plans D-optimaux* : Ces plans assurent une bonne précision sur les coefficients du modèle prédictif.

4.3.3 Plans de mélange

Ces plans sont des plans adaptés pour étudier les facteurs dépendants.

4.4 Démarche pour construire et réaliser un plan d'expériences

4.4.1 Choix des points

Si le nombre des facteurs et des niveaux est élevé, par exemple, 9 variables à 3 niveaux, il faut a priori réaliser 19683 (3^9) simulations. Ce nombre représente un temps de simulation énorme et parfois irréalisable. La solution la plus simple, sera de réduire le nombre des niveaux et/ou des variables. Mais, l'abandon de certaines variables a un effet sur la pertinence des résultats obtenus. La méthode va consister à choisir des points expérimentaux et leurs niveaux selon les objectifs définis et les caractéristiques de certaines variables.

La Figure 4.5 montre qualitativement la différence entre un mauvais et un bon choix de l'emplacement des points expérimentaux.

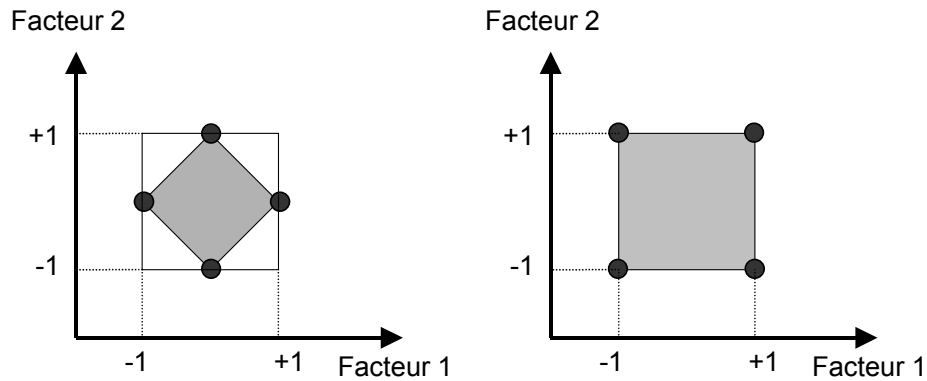


Figure 4.5 : Mauvais et bon choix des points expérimentaux (à gauche puis à droite respectivement)

Le choix du nombre de niveaux $Niv(F)$ dépend de la « forme » de l'influence du facteur dans le domaine de variation choisi. La Figure 4.6 montre un mauvais choix de nombre de niveaux (2) pour une influence non linéaire.

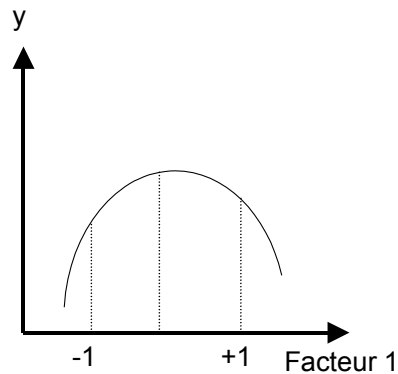


Figure 4.6 : Mauvais choix de nombre de niveaux (2) pour une influence non linéaire

4.4.2 Notion d'interaction

Une interaction est une combinaison de facteurs n'agissant pas de façon indépendante. La Figure 4.7 montre que l'effet du facteur B est plus important quand le facteur A est au niveau 2 que lorsqu'il est au niveau 1.

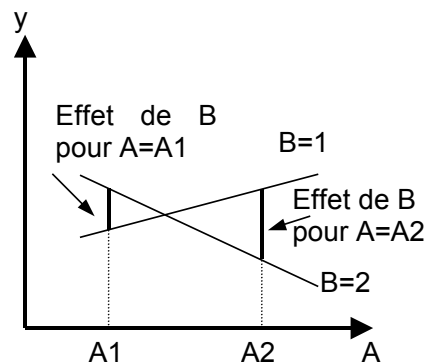


Figure 4.7 : Représentation schématique des effets et des interactions

4.4.3 Notion d'orthogonalité

Deux facteurs discrétisés F_1 et F_2 sont dits orthogonaux au sens strict dans un plan d'expériences si, et seulement si, tous les couples de niveaux (F_{1i} , F_{2j}) apparaissent le même nombre de fois dans le plan.

Un plan d'expérience est orthogonal vis-à-vis d'un modèle, si toutes les actions disjointes du modèle sont orthogonales dans le plan d'expériences. [PIL 1999]

4.4.3.1 Méthode pratique de vérification de l'orthogonalité

Considérons deux actions deux à deux disjointes (A et B) [VIG 1988] [SIS 1990]

- l'action A comporte n niveaux
- l'action B comporte m niveaux

Nous comptons le nombre de fois qu'apparaîtra la combinaison A au niveau i et B au niveau j dans le plan d'expériences, pour cela établissons le tableau d'incidences.

Exemple plan 2^2 :

		B	
		1	2
A	1	1	1
	2	1	1

Tableau 4.1 : Exemple d'un tableau d'incidence pour un plan 2^2

4.4.3.2 Règle d'orthogonalité

Les actions A et B seront orthogonales si le tableau d'incidence $T(A, B)$ a tous ses termes non nuls et égaux entre eux. Le plan d'expériences aura donc comme nombre de lignes un multiple du nombre de cases du tableau d'incidence.

La conséquence de cette règle est que le plan aura pour taille le plus petit multiple (PPCM) du produit du nombre de niveaux de toutes les actions disjointes prises deux à deux. [PIL 1999]

4.4.4 Notion de degrés de liberté Ddl (F)

Le degré de liberté d'une interaction est le produit des degrés de liberté des facteurs qui la composent. $Ddl(F_i F_j) = [niv(F_i) - 1] \times [niv(F_j) - 1]$.

S'il s'agit d'une action A d'ordre n, Ddl (A) s'écrit :

$$Ddl(A) = \prod_{i=1}^n [niv(F_i) - 1] \quad (2.3)$$

Le nombre de degrés de liberté indique le nombre minimum de valeurs de la fonction réponse qu'il est nécessaire de calculer pour connaître l'ensemble des coefficients du modèle. Il faut au minimum autant d'expériences que de degrés de liberté.

4.5 Plans factoriels

On appelle plan factoriel ou plan complet ou encore plan factoriel complet, le plan d'expériences regroupant toutes les combinaisons possibles entre les niveaux des facteurs. Son nombre de combinaisons est le produit des nombres de niveaux des facteurs. [BEN 1994]

Il est orthogonal au sens strict : tous les niveaux de chaque facteur sont associés un même nombre de fois à tous les niveaux des autres facteurs. Il permet d'analyser un modèle quelconque et, en particulier, le modèle complet contenant toutes les interactions.

Le seul inconvénient du plan factoriel complet est son nombre de combinaisons élevé.

4.5.1 Notation de YATE

La notation de YATE permet une représentation simple des combinaisons des niveaux et permet un calcul aisé des effets et des interactions. Les niveaux sont représentés par les signes + et – symbolisant la valeur haute et basse d'un facteur.

Prenons un modèle complet 2^3 à représenter avec la notation de YATE. La matrice de ce plan est :

n°	moyenne	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Réponse
1	+	-	-	-	+	+	+	-	Y_1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	Y_2
3	+	-	+	-	-	+	-	+	Y_3
4	+	+	+	-	+	-	-	-	Y_4
5	+	-	-	+	+	-	-	+	Y_5
6	+	+	-	+	-	+	-	-	Y_6
7	+	-	+	+	-	-	+	-	Y_7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	Y_8

Effets et interactions	I	E_A	E_B	E_C	I_{AB}	I_{AC}	I_{BC}	I_{ABC}
------------------------	---	-------	-------	-------	----------	----------	----------	-----------

Tableau 4.2 : Matrice d'un plan complet 2^3 représenté avec la notation de YATE

On reporte d'abord le signe des facteurs A,B,C dans la matrice d'expériences, ensuite la colonne I est remplie de signes « + », puis les colonnes des interactions (AB, AC, BC et ABC) par la règle des signes du produit.

I représente la moyenne générale, E_x l'effet du facteur x et I_{xy} l'interaction du facteur x sur le facteur y. Pour simplifier les notations, l'effet du facteur A est quelquefois simplement représenté par A.

$$E_A \equiv A, I_{AB} \equiv AB$$

$$\hat{Y} = I + E_A + E_B + E_C + I_{AB} + I_{AC} + I_{BC} + I_{ABC}$$

Nous revenons à la notion d'interaction, un exemple de système sans interaction :

$$I=0, E_A=1, E_B=2, I_{AB}=0 \Rightarrow \hat{Y} = A+B$$

La surface de réponses montre des droites parallèles, l'évolution est linéaire et la variation d'un paramètre n'a aucun effet sur l'autre. (Figure 4.8 à gauche)

Prenons le même cas mais avec l'interaction $I_{AB}=2$ au lieu de 0. On obtient la surface de réponse de la Figure 4.8 à droite.

Les droites ne sont plus parallèles, elles se croisent. La position d'une variable influe sur l'effet de l'autre. La variation entre les réponses n'est plus constante. L'interaction apparaît comme une distorsion du plan contenant seulement les effets principaux.

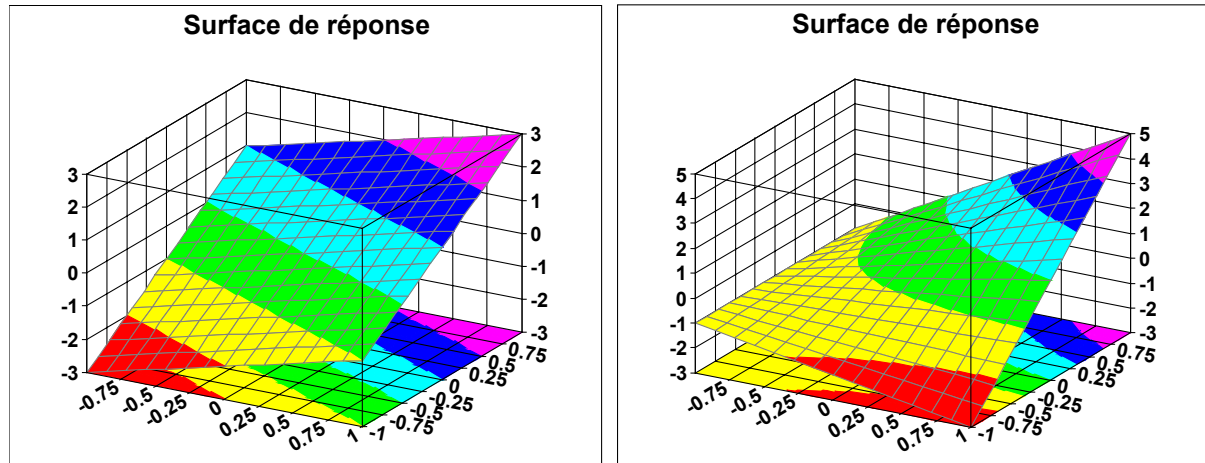


Figure 4.8 : Surface de réponse, évolution sans interactions (à gauche) et avec interactions (à droite)

Effet : E_{Ai} = Moyenne des réponses lorsque A est au niveau i – moyenne générale

Formule générale de calcul des interactions : I_{AiBj} = moyenne des réponses lorsque (A=i, B=j) - M - E_{Ai} - E_{Bj}

La notation de YATE n'est plus utilisable lorsque le nombre de niveaux dépasse 2. On remplace ainsi la valeur des niveaux par les chiffres : -1 $\equiv$ 1, +1 $\equiv$ 2

4.5.2 Calcul des effets par le calcul matriciel

Le calcul classique des effets et des interactions des plans factoriels se résume à multiplier les réponses par les signes respectifs des colonnes de la matrice de calcul des effets et à prendre la moyenne des valeurs obtenues. Cette méthode n'est plus valable si les points expérimentaux ne se trouvent pas parfaitement aux sommets du domaine d'étude. Alors, on fait appel à l'écriture matricielle.

4.5.3 Ecriture matricielle

Lorsqu'on réalise un plan factoriel complet 2^n , on effectue 2^n simulations qui fournissent chacune une réponse y_i . Le vecteur-réponse est représenté par une matrice-colonne [Y] comportant 2^n lignes.

Le modèle mathématique associé au plan 2^n contient 2^n inconnues : une constante, n effets principaux et $2^n - n - 1$ interactions.

Le vecteur coefficient (effets) est représenté par une matrice-colonne $[A']$ comportant 2^n lignes.

La matrice de calcul des coefficients X comporte autant des lignes qu'il y a de réponses y_i ; soit 2^n , et autant de colonnes qu'il y a d'inconnues, soit 2^n également. La matrice X est donc une matrice carrée ($2^n, 2^n$). Si celle-ci est inversible, on peut donc écrire :

$$Y (2^n, 1) = X(2^n, 2^n) A' (2^n, 1) \quad (2.4)$$

$$A' = X^{-1}Y \quad (2.5)$$

4.5.4 Modèle mathématique du plan d'expérience

Le choix du degré du modèle résulte des courbes de réponses. On peut introduire dans l'écriture précédente un terme « E' » ou résidu, qui représente l'erreur d'ajustement et l'erreur expérimentale (nulle dans cette thèse ou l'application porte sur des « expériences numériques »)

On peut écrire :

$$Y = XA' + E' \quad (2.6)$$

Considérons un modèle du deuxième degré. On écrit la matrice des réponses (matrice n,1) et la matrice des coefficients (matrice p,1) :

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix} \quad A = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_{12} \\ a_{11} \\ a_{22} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

La matrice X (n,p) est obtenue à partir du plan d'expériences et du modèle choisi a priori (ici modèle du deuxième degré)

$$X = \begin{bmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{2,1} & x_{1,1}x_{2,1} & x_{1,1}^2 & x_{2,1}^2 \\ 1 & x_{1,2} & x_{2,2} & x_{1,1}x_{2,1} & x_{1,1}^2 & x_{2,2}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{1,n} & x_{2,n} & x_{1,1}x_{2,n} & x_{1,n}^2 & x_{2,n}^2 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Le fait qu'il y a plus d'inconnues que d'équations se traduit par une matrice rectangulaire. La matrice X (n,p) n'est plus carrée. La méthode des moindres carrés fournit la solution :

$$\hat{A} = (X^t X)^{-1} X^t Y \quad (2.9)$$

Le modèle mathématique peut être représenté ensuite par la relation suivante :

$$\hat{Y} = X\hat{A} \quad (2.10)$$

4.6 Plans fractionnaires

4.6.1 Introduction et définitions

On reprend le bâtiment de bureaux type 3, décrit dans chapitre 2 (voir § 2.2.3).

D'après la description des variables (voir § 2.4), on souhaite étudier un plan d'expériences de 13 variables à deux niveaux.

Un plan factoriel de 2^{13} (8192 simulations) est gigantesque, en matière de construction et de temps de simulation, puis de traitement de résultats pour plusieurs types de bâtiments et plusieurs météo.

Lorsque le nombre de facteurs ou le nombre de niveaux pris par ces facteurs augmente, le nombre d'essais à réaliser devient énorme. Des scientifiques se sont interrogés sur la nécessité de réaliser un essai à chaque nœud du maillage retenu. Ceci a amené à la mise au point des plans fractionnaires et notamment les plans de Taguchi ayant un avantage important, **la simplicité de mise en pratique** grâce à quelques astuces qui simplifient la tâche de l'expérimentateur. [PIL 1999]

Comme son nom l'indique le plan fractionnaire est une « fraction » du plan factoriel, il s'agit d'un sous-ensemble orthogonal de combinaisons du plan factoriel.

Ce nombre réduit d'expériences ne permet pas de déterminer tous les coefficients du modèle multi polynomial associé aux plans factoriels complets, le nombre des coefficients étant supérieur au nombre d'expériences. En fait, le plan fractionnaire permet de déterminer les **sommes de certains coefficients** identifiés par le plan factoriel complet, ces coefficients sont dits aliasés. Les alias sont déterminés à partir d'un jeu de relations nommé générateur.

4.6.2 Règle de construction des alias

Un demi-plan coûte moins cher en nombre d'essais que le plan complet, mais ce gain se paye par l'ambiguïté dans l'estimation des effets. Toutefois, lors de la construction des plans fractionnaires, on essaye autant que possible d'aliaser les effets principaux avec des interactions d'ordre élevé, en supposant que celles-ci sont négligeables.

La construction d'un plan fractionnaire peut se faire à partir d'un plan factoriel complet. Aux colonnes des interactions sont affectées les variables supplémentaires, ces variables seront donc aliasées avec ces interactions. Par exemple, un plan 2^2 peut servir de plan fractionnaire à 3 facteurs, l'interaction entre les deux premiers servira à calculer l'effet du troisième.

Pour déterminer l'alias d'une action, on la multiplie par la colonne qui sert de coupure au plan, cette colonne est appelée parfois le « générateur ».

Exemple action A, Coupure ABC, multiplication modulo 2 : $A \cdot ABC = A^2BC = BC$

L'alias de l'action A est donc l'interaction BC. Cela signifie que lorsqu'on calcule les actions de l'un, ces actions sont confondues avec les actions de l'autre. On ne peut calculer que la somme des actions aliasées.

4.6.3 Fractionnement d'un plan

Prenons, comme exemple la matrice d'expériences de 3 facteurs à 2 niveaux, plan complet 2^3 (§ 4.5.1). Afin d'obtenir un plan fractionnaire orthogonal de ce plan complet, il faut le couper en deux parties. Pour cela, il suffit de ne conserver que les + ou les – d'une colonne que l'on choisit. (donc 7 manières de couper, $2^3 - 1$)

En négligeant l'interaction de troisième ordre, les essais ayant le même signe pour l'interaction ABC sont regroupés. Ainsi, on peut dire que la colonne ABC est la colonne de coupure. En appliquant le règle de construction d'alias, on obtient la table des alias.

	Actions	Colonne de coupure	Alias
Moyenne	M	ABC	ABC
Facteurs	A	ABC	BC
	B	ABC	AC
	C	ABC	AB
Interactions	AB	ABC	C
	AC	ABC	B
	BC	ABC	A

Tableau 4.3 : Table d'identification des actions aliasées

Les deux plans obtenus sont :

n°	moyenne	A	B	C	AB	AC	BC	ABC
2	+	+	-	-	-	-	+	+
5	+	-	-	+	+	-	-	+
3	+	-	+	-	-	+	-	+
8	+	+	+	+	+	+	+	+
1	+	-	-	-	+	+	+	-
4	+	+	+	-	+	-	-	-
6	+	+	-	+	-	+	-	-
7	+	-	+	+	-	-	+	-

Tableau 4.4 : Coupure d'un plan complet 2^3 en deux plans fractionnaires

Si on n'utilise que le demi-plan supérieur (celui pour lequel on a des + dans la colonne ABC), on constate que la colonne du facteur C est identique à la colonne de l'interaction AB, ce qui signifie que les effets de C et de AB calculés à partir de ce plan sont identiques, un contraste apparaît donc, ce qui était prévu dans la table d'alias (Tableau 4.3) :

$$C = AB \equiv I_C = E_C + I_{AB}$$

Le contraste est la somme de l'effet de C et de l'interaction I_{AB} . Un contraste représente donc la confusion de deux actions. On peut dire aussi que E_C et I_{AB} sont aliasés. La quantité I_C est appelée alias ou contraste.

Dans le demi-plan supérieur du tableau, d'autres colonnes sont identiques :

$$I = ABC \quad A = BC \quad B = AC \quad C = AB$$

De ce fait, l'effet de A est aliasé avec l'interaction BC, l'effet de B est aliasé avec l'interaction AC. Néanmoins, il existe trois colonnes différentes, ce qui veut dire que si les interactions sont négligeables, un tel demi-plan permet d'étudier les effets de 3 facteurs avec seulement 4 expériences au lieu de $2^3 = 8$ pour un plan complet. On verra par la suite que ce plan n'est rien d'autre que la table L_4 (2^3) de Taguchi.

4.6.4 Méthode de Taguchi

Une partie majeure de ce qui est connu comme la méthode de Taguchi est l'utilisation de tables orthogonales. C'est une représentation analogue au Carré Latin ou aux tables de Plackett et Burman basées sur des matrices orthogonales d'Hadamard¹. Ces tables ne sont pas propres à Taguchi, elles ont été découvertes plutôt. Ces plans factoriels fractionnaires sont basés sur l'emploi de sous-ensembles symétriques de toutes les combinaisons des niveaux de facteurs (plan complet correspondant). [BEN 1989]

La construction d'un plan d'expériences selon la méthode de Taguchi est basée sur deux principes [VIG 1988] :

- 1- l'utilisation de tables, facilitée grâce à des graphes linéaires, **fournit le mode de remplissage du plan.**
- 2- considérer les actions d'ordre deux comme négligeables, sauf quelques-unes bien identifiées. Les interactions d'ordre supérieur à 2 sont toujours considérées comme négligeables.

En général, la désignation $L_g(m^f)$ indique un plan orthogonal avec :

L comme Carré Latin, g nombre de lignes, m nombre de modalités pour l'ensemble des facteurs, f nombre de colonnes (nombre de facteurs et interactions)

¹ Les matrices d'Hadamard sont de matrices carrées $H_n=(h_{ij})$ telles que $H_n^t H_n = nI_n$ avec n, dimension de la matrice, I_n la matrice unité de dimension n. Ces matrices existent pour $n = 2$ et pour toutes valeurs de n multiples de 4. Parmi les propriétés des matrices d'Hadamard, on notera l'orthogonalité des colonnes (ou des lignes) entre elles.[PED 1992]

TAGUCHI propose 18 tables orthogonales qui peuvent être classées en 3 familles:

- 1- L'étude des interactions est impossible.
- 2- L'étude des interactions est limitée.
- 3- L'étude des interactions est possible.

	Plan à 2 niveaux	Plan à 3 niveaux	Plan à 2 et 3 niveaux	Plan à plus de 3 niveaux
Etude des interactions est impossible	$L_{12}(2^{11})$		$L_{36}(2^{11} \times 3^{11})$	
Etude des interactions est limitée			$L_{18}(2^1 \times 3^7)$	$L_{32}(2^1 \times 4^9)$ $L_{50}(2^1 \times 5^{11})$
Etude des interactions est possible	$L_4(2^3)$ $L_8(2^7)$ $L_{16}(2^{15})$ $L_{32}(2^{31})$ $L_{64}(2^{63})$	$L_9(3^4)$ $L_{27}(3^{13})$ $L_{81}(3^{40})$	$L_{36}(2^3 \times 3^{13})$ $L_{54}(2^1 \times 3^{25})$	$L_{16}(4^5)$ $L_{64}(4^{21})$ $L_{25}(5^6)$

Tableau 4.5 : Plans d'expériences fractionnaires de Taguchi classé selon le type et le nombre de niveaux

4.6.5 La démarche générale pour l'application de la « méthode Taguchi »

En général, la démarche d'application d'un plan d'expérience en utilisant la méthode Taguchi est constituée des étapes suivantes :

- 1- Formaliser le problème en :
 - quantifiant l'objectif à atteindre en définissant une ou plusieurs réponses ;
 - précisant ce que mesure ?
 - identifiant comment on le fait ?
- 2- Sélectionner les paramètres et fixer leurs modalités (niveau de variations des paramètres) et sélectionner leurs interactions, pour cela :
 - identifier les paramètres quantitatifs ou qualitatifs ;
 - sélectionner les paramètres les plus influents ;
 - choisir le nombre des niveaux et leurs valeurs pour chacun des paramètres ;
 - sélectionner les interactions a priori les plus influentes ;
 - déterminer les conditions des essais ;
 - vérifier les hypothèses (influence, maîtrise des paramètres).
- 3- Construire le plan en fonction des tables de Taguchi ;
 - 3.a- choisir la table de Taguchi qui correspond au problème en fonction du nombre de facteurs et des interactions ;
 - choisir le nombre de colonnes minimum $n = \text{nombre facteurs} + \text{nombre d'interactions sélectionnées}$. Ce choix est primordial car le fait de prendre en compte une interaction supplémentaire peut multiplier par 2 le nombre d'expériences.
 - c'est dans cette étape que l'on choisit de ne pas prendre en compte certaines interactions.
 - 3.b- choisir parmi les tables comportant le nombre de modalités sélectionnées, celles permettant de respecter le nombre de facteurs, le nombre d'interactions choisies, et la disposition relative des interactions par rapport aux facteurs. Ce choix se fait avec les graphes linéaires.
- 4- Réaliser les expériences (simulations dans notre cas) ;
- 5- Analyser les résultats graphiquement et statistiquement ;
- 6- Conclure par le réglage des paramètres.

Un exemple de l'application du plan de Taguchi est donné en annexe 4A.

4.7 Plan fractionnaire appliqué à un problème bâtiment-système

4.7.1 Définition du modèle et recherche de table adaptée de Taguchi

- Problème

Le problème consiste à exprimer la consommation totale annuelle (réponse) sous une forme polynomiale en fonction des variables considérées. La réponse est obtenue avec la simulation numérique.

- Niveaux des variables

Les 13 variables considérées sont les suivantes :

Variables du plan d'expériences		
A	U_{op}	U_{op} (W/m ² .K), isolation des parois opaques (toit et murs)
B	U_{baie}	U_{baie} (W/m ² .K), Caractéristiques des surfaces vitrées
C	Ori	Orientation
D	GPS	Mode de gestion des protections solaires
E	Al	Mode de gestion et efficacité des équipements de bureautique
F	Ecl	Gestion et efficacité de l'éclairage
G	Iner	Niveau d'inertie
H	Perm	Perméabilité
J	Vent	Réduction de débit d'air neuf
K	Aux	Rendement des ventilateurs et pompes
L	Rend ch	Rendement de la chaudière gaz
N	Iso rés	Niveau d'isolation des réseaux de distribution
O	EER	Efficacité énergétique de l'appareil de production de froid

Tableau 4.6 : Variables du plan d'expériences

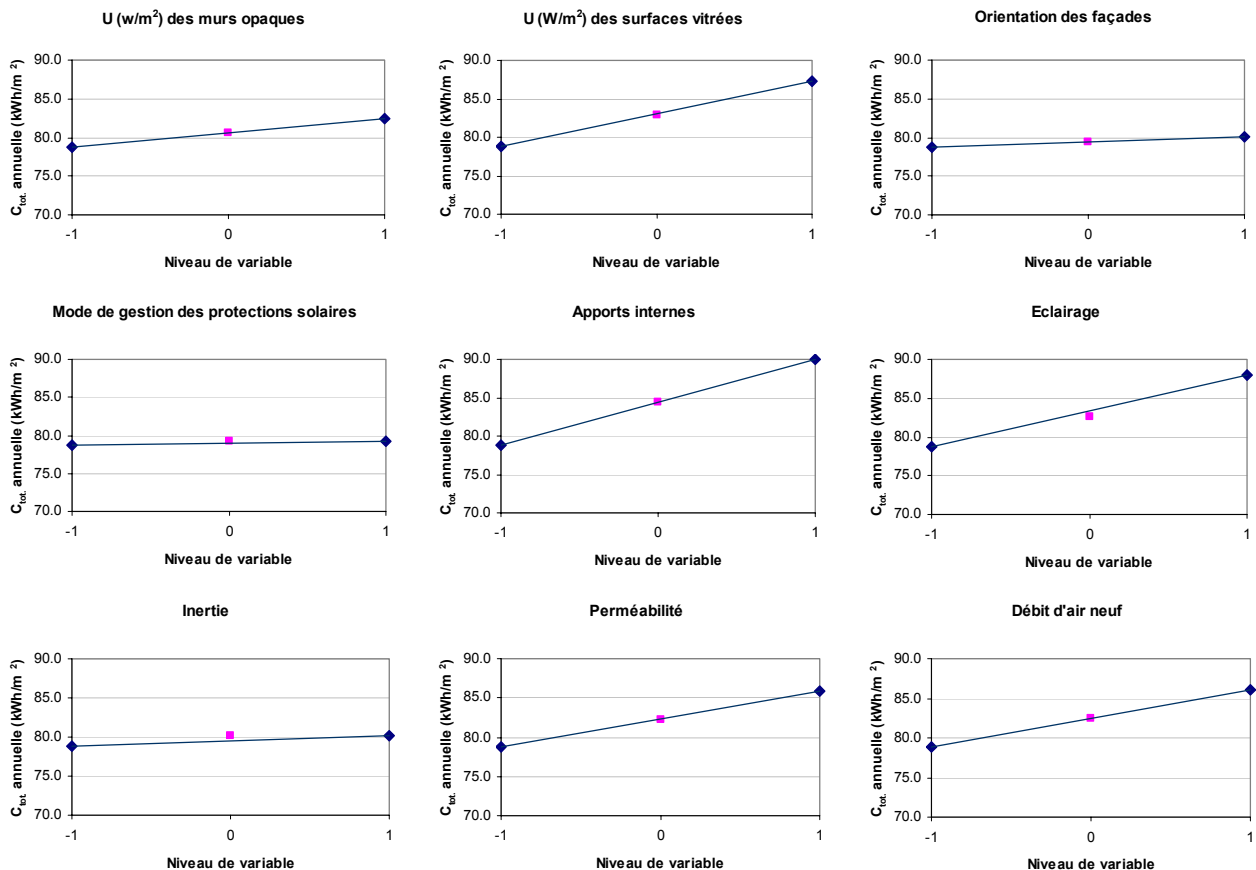
Par la réalisation d'une multitude de simulations, on a vérifié que l'évolution de la consommation entre les domaines de chaque variable est quasiment linéaire ce qui justifie le choix de deux niveaux. A titre d'exemple, on considère la combinaison de toutes les variables au niveau bas (-1), la consommation annuelle totale du bâtiment type 3.

Le Tableau 4.7 donne les consommations en passant du cas de base à autre cas – passage d'une variable au niveau 0 (valeur centrale de l'intervalle [-1,+1]) puis au niveau (+1). On compare la valeur obtenue au niveau (0) avec la valeur calculée correspondant à une évolution linéaire. L'écart obtenu est négligeable.

On rappelle que le critère principal après le choix de valeurs correspondantes aux deux niveaux, est la sélection de la meilleure solution technique existante sur le marché et le respect des valeurs réglementaires (RT2000).

Choix des niveaux des variables du plan d'expériences					
	Réponse (consommation totale annuelle en kWh/m ²) par simulation			Valeur calculée	Ecart en % (par rapport à la valeur calculée)
	Variables aux niv(-1)	Passage de la variable au niv(0)	Passage de la variable au niv(+1)	niv(0)	niv(0)
U _{op}	78.80	80.59	82.43	80.61	0.03
U _{baie}	78.80	82.94	87.33	83.07	0.15
Ori	78.80	79.41	80.09	79.45	0.04
GPS	78.80	79.02	79.25	79.02	0.01
Al	78.80	84.33	89.96	84.38	0.06
Ecl	78.80	82.65	87.95	83.37	0.87
Iner	78.80	79.22	80.13	79.46	0.31
Perm	78.80	82.21	85.82	82.31	0.12
Vent	78.80	82.44	86.05	82.43	-0.02
Aux	78.80	80.57	82.37	80.59	0.02
Rend ch	78.80	82.11	86.32	82.56	0.54
Iso rés	78.80	81.22	83.68	81.24	0.03
EER	78.80	80.70	82.60	80.70	0.00

Tableau 4.7 : Choix des niveaux des variables du plan d'expériences



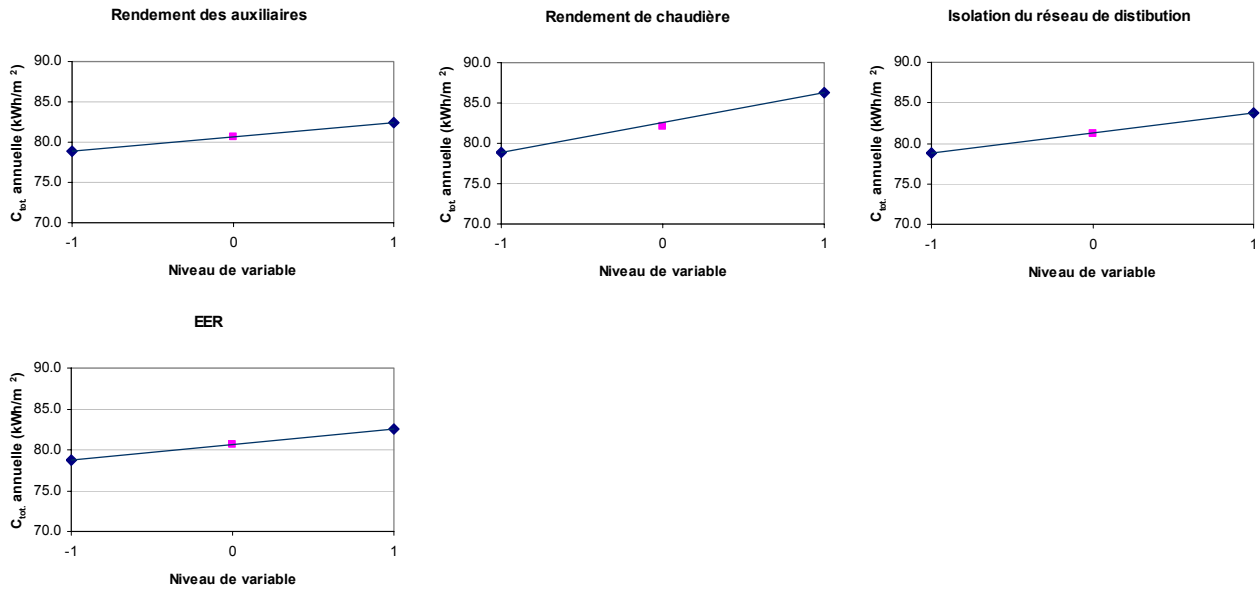


Figure 4.9 : Variation quasi linéaire de la réponse – consommation annuelle totale au niveau centrale comparée à une évolution linéaire des consommations entre les niveaux -1 et +1

La variation de la totalité des paramètres est présentée graphiquement :

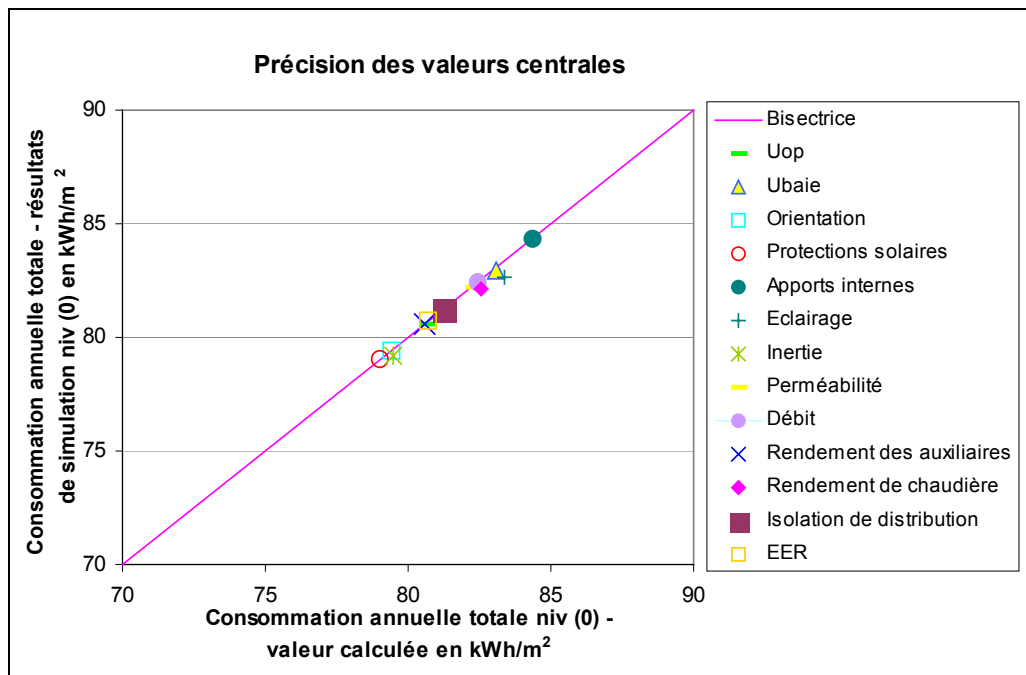


Figure 4.10 : Précision de l'hypothèse de linéarité de la réponse

Pour l'éclairage, une gestion est associée à chaque niveau. De même pour l'inertie, la valeur centrale est simplement intermédiaire entre les deux bornes retenues.

On reprend le même principe à partir d'un cas de base où toutes les variables sont au niveau haut (+1). Pour chaque simulation on passe chacune des variables au niveau (-1) puis au niveau (0).

Le graphe de précision des valeurs centrales par rapport à une valeur linéaire calculée est donné par la figure suivante :

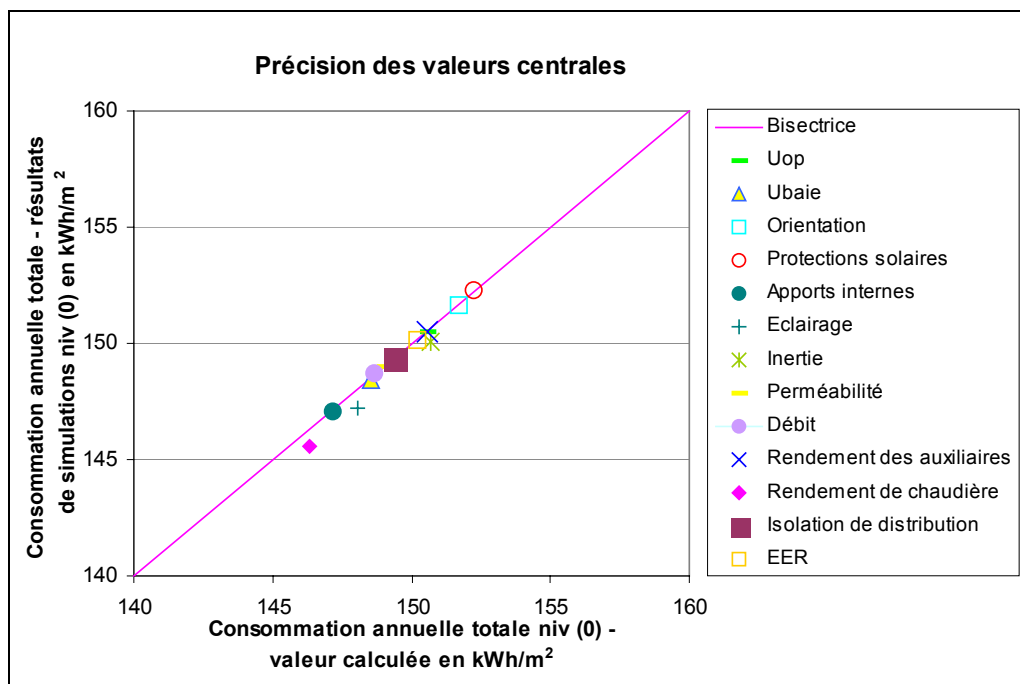


Figure 4.11 : Précision de l'hypothèse de linéarité de la réponse

L'étude des différents effets et leur signification scientifique est reprise en détail dans le chapitre suivant.

- Modèle recherché

Le modèle qu'on recherche comporte les 13 paramètres du Tableau 4.6 :

$$C_{\text{tot}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{\text{tot}} + U_{\text{op}} + U_{\text{baie}} + \text{Ori} + \text{GPS} + \text{AI} + \text{Ecl} + \text{Iner} + \text{Perm} + \text{Vent} + \text{Aux} + \text{Rend ch} + \text{Iso rés} + \text{EER} + (\text{toutes les interactions du 1}^{\text{er}} \text{ ordre} \Rightarrow 78 \text{ interactions})$$

M_{tot} étant la moyenne et C_{tot} la consommation annuelle totale

- Quantification des interactions

Après une analyse détaillée des résultats de simulations, on n'a gardé que les actions d'ordre 1 et 2 (effets principaux et interactions du premier ordre). Ceci permet l'obtention d'un modèle de très bonne précision comme on va montrer plus loin. [PED 1992] estime que toutes les actions supérieures au 2^{ème} ordre peuvent être regroupées dans le résidu et considérées comme un « bruit expérimental » qui permettra d'apprécier la signification statistique des autres actions. Le recours à des tests statistiques est réalisé dans le seul but de pouvoir **valider la signification de certaines actions** bien qu'il n'y ait d'effets dus à des valeurs non contrôlées ou à bruit expérimental dans notre application des plans d'expériences aux résultats de simulations.

On sait à l'avance que certaines interactions n'ont pas de raison d'être. Des raisons physiques dans le modèle permettent automatiquement d'écarter certains interactions, par exemple, l'interaction entre le rendement de chaudière et l'EER du système frigorifique (nulle).

D'autre part, il y a des interactions qui ne peuvent être négligées :

- interaction entre la transmittance thermique du vitrage et les apports internes ou l'éclairage pour un bâtiment largement vitré (donc forts apports internes et éclairage),
- interaction entre le rendement de chaudière et l'isolation de la distribution pour une longueur importante du réseau ; etc..

La réduction du nombre d'interactions considérées conduit à une réduction du degré de liberté du modèle et par suite du nombre d'expériences à réaliser.

Pour cela, on choisit parmi les interactions du premier ordre celles qu'on estime significatives sachant qu'après la réalisation du plan fractionnaire, l'influence de ce choix sera évaluée.

Les interactions choisies pour ce type de bâtiment sont les suivantes : $U_{baie \cdot AI}$, $U_{baie \cdot Ecl}$, $U_{baie \cdot Rend \ ch}$, $AI \cdot Ecl$, $Rend \ ch \cdot Iso \ rés$.

On obtient que l'effet du facteur GPS (Mode de gestion des protections solaires) sur la réponse (consommation annuelle totale) est moins important que certaines interactions considérées, en conséquence, on ne considère que 12 facteurs. Une étude plus spécifique sur l'effet de ce paramètre a confirmé ces résultats [ALE 2006]. Il faut rappeler que le facteur solaire est constant (chapitre 2) et ne varie pas avec la gestion des protections solaires entre deux scénarios de taux d'ouverture en fonction de l'éclairement extérieure. Le facteur solaire est égal à 0.2 avec la présence de protections solaire et à 0.6 sans protections solaires.

L'élimination du paramètre GPS implique un scénario moyen de taux d'ouverture ; le bâtiment est alors toujours protégé par des protections solaires.

- Choix d'une table de Taguchi

Les facteurs étant fixés à deux niveaux, nous recherchons le plan à partir des tables $L_4(2^3)$, $L_8(2^7)$, $L_{16}(2^{15})$, $L_{32}(2^{31})$. Pour trouver la table adaptée au modèle, deux critères doivent être validés : critère du nombre de degrés de liberté et critère d'orthogonalité.

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 18 (12 facteurs, 5 interactions, 1 moyenne), le nombre d'expériences devra être supérieur ou égal à 18.

Le deuxième critère est valide si toutes les actions disjointes sont orthogonales entre elles :

- a- 2 facteurs orthogonaux entraînent N multiple de $2 \times 2 = 4$,
- b- 1 facteur orthogonal à une interaction entraîne N multiple de $2 \times 4 = 8$,
- c- 2 interactions disjointes entraînent N multiple de $4 \times 4 = 16$.

Le PPCM $(4, 8, 16) = 16$. Nous utilisons donc la plus petite table compatible avec les deux critères, soit la table $L_{32}(2^{31})$. Elle comporte donc 32 lignes et 31 colonnes.

N°	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
5	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1
6	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1
7	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1
8	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1
9	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1
10	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1
11	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1
12	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
13	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	-1
14	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1
15	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	-1	1
16	-1	1	1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	1	1	1	-1
17	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1
18	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1
19	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1
20	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1
21	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1
22	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1
23	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1
24	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1
25	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1
26	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
27	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1
28	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1
29	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1
30	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1
31	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1
32	1	1	-1	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	1	-1	-1	1	1	-1	1	-1	1	-1

Tableau 4.8 : Table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi

4.7.2 Affectation de colonne à chaque facteur

Pour la table L_{32} , l'ASI² publie 5 graphes linéaires. Il faut choisir parmi ces graphes celui qui convient à notre modèle. Comme le nombre d'actions étudiées est inférieur au nombre de colonnes, et comme **la notion de groupe** (facilité à modifier, notion plutôt expérimentale) **n'est pas considérée dans notre modèle**, plusieurs sous-ensembles du graphe de Taguchi sont possibles.

4.7.2.1 Notion de résolution

On appelle action d'ordre I les facteurs (A,B...), actions d'ordre II les interactions de type AB, AC... et action d'ordre III les interactions de type ABC, ABD...[PIL1999].

² American Supplier Institute

Quand une action d'ordre I est aliasée avec une action d'ordre II, on obtient un le plan de résolution III. Ce type de plan est très risqué car si une interaction supposée nulle au départ n'est en fait pas nulle, elle s'ajoute à l'effet d'un facteur.

Les plans de résolution IV sont plus intéressants car les facteurs seront aliasés avec des interactions d'ordre III souvent insignifiantes. Par contre, les interactions d'ordre II seront aliasées avec d'autres actions d'ordre II. L'avantage de ce plan se révèle dans le fait que les facteurs principaux (souvent les plus significatifs) sont déterminés sans ambiguïté.

Les plans de résolution V sont les plus intéressants du fait que les actions d'ordre I sont aliasées avec des actions d'ordre IV, et les actions d'ordre II avec des actions d'ordre III. Ces plans permettent de déterminer sans ambiguïté les facteurs principaux et les interactions de second ordre. Toutefois, ces plans sont peu fractionnaires donc coûteux en matière de réalisation. [BOX 1978]

On choisit un plan de résolution IV pour le modèle étudié.

Pour pouvoir exploiter les avantages des tables de Taguchi, l'expérimentateur doit faire converger son problème vers les tables et les tables vers son problème. Pour cela, le problème est simplifié pour qu'il soit compatible avec une des tables standard.

D'après le premier graphe (Figure 4.12) de la table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi (à gauche), on établit le sous graphe de plan correspondant à l'application (à droite). Le principe de difficulté n'existe qu'en expérimentation. Par conséquent, les cercles sont tous identiques dans le graphe à droite.

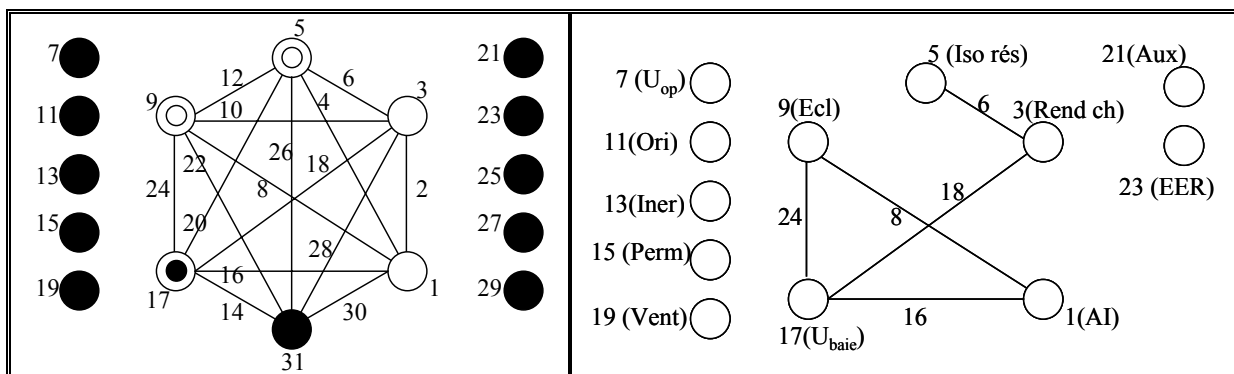


Figure 4.12 : Sous graphe correspondant au modèle étudié établi d'après le graphe associé à la table $L_{32}(2^{31})$

On retrouve les 12 variables retenues et les 5 interactions du modèle. Les interactions et les facteurs non représentés dans le graphe du modèle (à droite) sont supposés nuls.

4.7.2.2 Utilisations du triangle des interactions

Ayant la position de chaque facteur dans le plan, on peut procéder à la constitution du tableau d'alias d'après le triangle des interactions proposé par Taguchi pour la table L_{32} .

AI	Rend ch		Iso rés	Rend ch. Iso rés	U _{op}	Al. Ecl	Ecl	Ori	Iner	Perm	U _{baie} ·Al	U _{baie}	U _{baie} ·Rend ch	Vent	Aux	EER	U _{baie} ·Ecl													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
(1)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14	17	16	19	18	21	20	23	22	25	24	27	26	29	28	31	30
(2)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13	18	19	16	17	22	23	20	21	26	27	24	25	30	31	28	29	
(3)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12	19	18	17	16	23	22	21	20	27	26	25	24	31	30	29	28		
(4)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11	20	21	22	23	16	17	18	19	28	29	30	31	24	25	26	27			
(5)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10	21	20	23	22	17	16	19	18	29	28	31	30	25	24	27	26				
(6)	1	14	15	12	13	10	11	8	9	22	23	20	21	18	19	16	17	30	31	28	29	26	27	24	25					
(7)	15	14	13	12	11	10	9	8	23	22	21	20	19	18	17	16	31	30	29	28	27	26	25	24						
(8)	1	2	3	4	5	6	7	24	25	26	27	28	29	30	31	16	17	18	19	20	21	22	23							
(9)	3	2	5	4	7	6	25	24	27	26	29	28	31	30	17	16	19	18	21	20	23	22								
(10)	1	6	7	5	4	26	27	24	25	30	31	28	29	18	19	16	17	22	23	20	21									
(11)	7	6	5	4	27	26	25	24	31	30	29	28	19	18	17	16	23	22	21	20										
(12)	1	2	3	28	29	30	31	24	25	26	27	20	21	22	23	16	17	18	19											
(13)	3	2	29	28	31	30	25	24	27	26	21	20	23	22	17	16	19	18												
(14)	1	30	31	28	29	26	27	24	25	22	23	20	21	18	19	16	17													
(15)	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16														
(16)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15															
(17)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14																
(18)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13																	
(19)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12																		
(20)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11																			
(21)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10																				
(22)	1	14	15	12	13	10	11	8	9																					
(23)	15	14	13	12	11	10	9	8																						
(24)	1	2	3	4	5	6	7																							
(25)	3	2	5	4	7	6																								
(26)	1	6	7	4	5																									
(27)	7	6	5	4																										
(28)	1	2	3																											
(29)	3	2																												
(30)	1																													

Tableau 4.9 : Triangle des interactions de table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi

4.7.2.3 Tableau de recherche des interactions

D'après le tableau précédent, on relève les colonnes dans lesquelles se trouvent toutes les interactions, y compris les interactions supposées nulles.

AB	22	AC	12	AE	6	AF	14	AG	10	AH	8	AJ	20	AK	18	AL	4	AN	2	AO	16
BC	26	BE	16	BF	24	BG	28	BH	30	BJ	2	BK	4	BL	18	BN	20	BO	6		
CE	10	CF	2	CG	6	CH	4	CJ	24	CK	30	CL	8	CN	14	CO	28				
EF	8	EG	12	EH	14	EJ	18	EK	20	EL	2	EN	4	EO	22						
FG	4	FH	6	FJ	26	FK	28	FL	10	FN	12	FO	30								
GH	2	GJ	30	GK	24	GL	14	GN	8	GO	26										
HJ	28	HK	26	HL	12	HN	10	HO	24												
JK	6	JL	16	JN	22	JO	4														
KL	22	KN	16	KO	2																
LN	6	LO	20																		
NO	18																				

Tableau 4.10 : Tableau de recherche des interactions pour le graphe choisi dans le modèle

Le tableau des alias ci-dessous fait apparaître les confusions d'actions du plan d'expériences sur les effets du premier et du second ordre. (en gras les interactions qui ont été retenues)

Action du modèle	Colonne	Alias	Action du modèle	Colonne	Alias
U _{op}	7	-	U _{baie} .Al	16	AO+JL+KN
U _{baie}	17	-	U _{baie} .Ecl	24	CJ+GK+HO
Ori	11	-	U _{baie} .Rend ch	18	AK+EJ+NO
Al	1	-	Al.Ecl	8	AH+CL+GN
Ecl	9	-	Rend ch.Iso rés	6	AE+BO+CG+FH+JK
Iner	13	-			
Perm	15	-			
Vent	19	-			
Aux	21	-			
Rend ch	3	-			
Iso rés	5	-			
EER	23	-			

Tableau 4.11 : Agrégations d'actions pour le plan choisi

Par l'emploi d'un plan de résolution IV, l'effet des facteurs est obtenu clairement. Si l'expérimentateur estime qu'une interaction est très significative et s'il veut en mesurer l'ampleur, il doit avoir recours à des simulations supplémentaires.

4.7.3 Comparaison entre les résultats du modèle paramétrique et les simulations

- Exemple 1 : bâtiment type 3

On compare les résultats donnés par le modèle et ceux obtenus avec les simulations. Le modèle retenu est :

$$C_{\text{tot}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{\text{tot}} + U_{\text{op}} + U_{\text{baie}} + \text{Ori} + \text{Al} + \text{Ecl} + \text{Iner} + \text{Perm} + \text{Vent} + \text{Aux} + \text{Rend ch} + \text{Iso rés} + \text{EER} + U_{\text{baie}}.\text{Al} + U_{\text{baie}}.\text{Ecl} + U_{\text{baie}}.\text{Rend ch} + \text{Al.Ecl} + \text{Rend ch.Iso rés}$$

M_{tot} étant la moyenne et C_{tot} la consommation annuelle totale

Tout d'abord, on prend les 32 simulations (Tableau 4.8) utilisées pour élaborer le modèle ; la différence de la consommation totale est donnée dans le tableau suivant :

N° de simulation	Résultats de simulation Consommation annuelle (kWh/m ²)	Résultats du modèle Consommation annuelle (kWh/m ²)	Résidu	Ecart en %
1	90.41	89.82	-0.593	-0.66
2	112.47	112.72	0.244	0.22
3	87.24	87.00	-0.241	-0.28
4	111.25	110.74	-0.510	-0.46
5	110.21	110.52	0.305	0.28
6	118.07	117.76	-0.314	-0.27
7	98.03	98.64	0.611	0.62
8	106.07	106.73	0.661	0.62
9	122.39	122.12	-0.272	-0.22
10	123.14	122.46	-0.678	-0.55
11	102.84	102.83	-0.007	-0.01
12	104.32	104.01	-0.306	-0.29
13	114.90	115.25	0.355	0.31
14	115.52	116.47	0.952	0.82
15	114.49	114.33	-0.158	-0.14
16	116.44	116.39	-0.050	-0.04
17	140.67	140.30	-0.366	-0.26
18	116.23	116.25	0.017	0.01
19	143.79	143.32	-0.469	-0.33
20	120.40	120.12	-0.282	-0.23
21	117.59	117.88	0.291	0.25
22	109.78	109.48	-0.300	-0.27
23	129.34	129.96	0.625	0.48
24	121.76	122.41	0.647	0.53
25	105.77	105.56	-0.209	-0.20
26	106.23	105.49	-0.741	-0.70
27	125.13	125.06	-0.070	-0.06
28	126.07	125.83	-0.243	-0.19
29	113.67	114.15	0.488	0.43
30	112.39	113.20	0.819	0.73
31	115.57	115.28	-0.291	-0.25
32	115.09	115.17	0.083	0.07

Tableau 4.12 : Validation du modèle issu du plan fractionnaire $L_{32}(2^{31})$ – exemple 1

L'écart de réponse du modèle par rapport aux simulations (réponse réelle) reste dans la limite de $\pm 1\%$.

Les résultats sont présentés sous la forme graphique suivante :

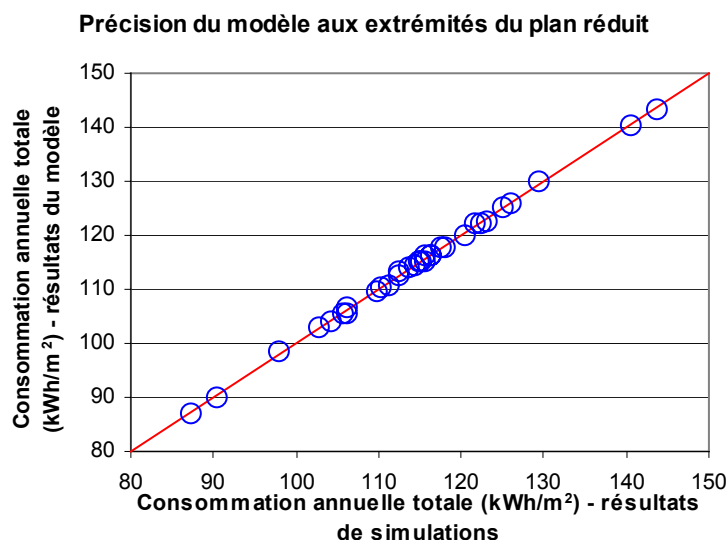


Figure 4.13 : Précision du modèle retenu aux bornes du plan réduit « fractionnaire » - exemple 1

La comparaison entre les effets obtenus avec le plan complet et ceux obtenus avec le modèle réduit (plan fractionnaire) est présentée sur la figure suivante :

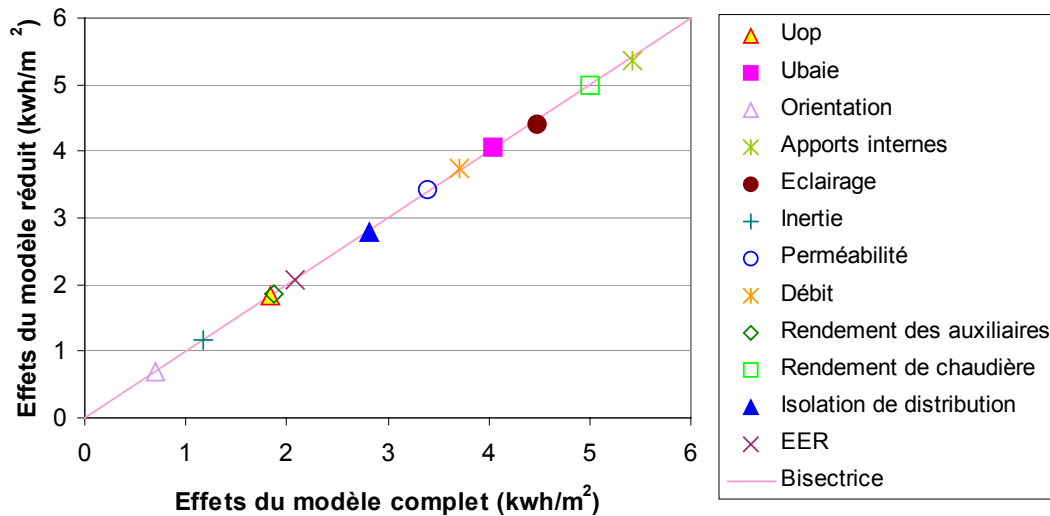


Figure 4.14 : Comparaison des effets principaux sur la réponse (consommation annuelle en kWh/m²) entre les deux modèles - complet et réduit, exemple 1

L'effet des protections solaires est nul, celui-ci n'étant pas considéré dans le modèle réduit. Le terme M, moyenne des consommations annuelles, est de 114.60 pour le modèle réduit contre 114.57 kWh/m² pour le modèle complet

- **Exemple 2 : bâtiment de bureau type 1a**

Des simulations sur d'autres types de bâtiments sont réalisées pour mesurer l'impact des interactions. Dans le cas où l'impact serait faible, l'emploi des plans fractionnaires sera facilité. On reprend le bâtiment de grande taille, bureaux payasagés. (type 1a)

La même procédure est suivie, on reprend le modèle choisi dans l'exemple précédent.

L'équivalent du Tableau 4.12 est reproduit.

N° de simulation	Résultats de simulation Consommation annuelle (kWh/m ²)	Résultats du modèle Consommation annuelle (kWh/m ²)	Résidu	Ecart en %
1	90.33	89.53	-0.798	-0.88
2	107.24	108.13	0.894	0.83
3	72.38	71.42	-0.958	-1.32
4	92.42	91.53	-0.898	-0.97
5	107.40	107.18	-0.222	-0.21
6	105.82	105.19	-0.635	-0.60
7	87.53	88.84	1.307	1.49
8	88.39	88.36	-0.032	-0.04
9	108.90	109.41	0.504	0.46
10	104.63	103.69	-0.943	-0.90
11	86.52	86.64	0.114	0.13
12	82.51	82.42	-0.093	-0.11
13	111.77	112.11	0.340	0.30
14	107.32	108.18	0.859	0.80
15	98.49	98.20	-0.288	-0.29
16	94.93	95.78	0.848	0.89
17	123.01	122.37	-0.639	-0.52
18	102.97	103.71	0.735	0.71
19	142.24	141.12	-1.118	-0.79
20	124.70	123.96	-0.738	-0.59
21	102.82	102.66	-0.158	-0.15
22	105.29	104.59	-0.699	-0.66
23	120.39	121.63	1.244	1.03
24	125.04	125.07	0.032	0.03
25	100.40	100.89	0.494	0.49
26	106.57	105.63	-0.932	-0.87
27	124.17	124.30	0.124	0.10
28	130.65	130.54	-0.104	-0.08
29	99.77	100.25	0.478	0.48
30	102.48	103.20	0.721	0.70
31	115.22	114.79	-0.426	-0.37
32	118.26	119.25	0.986	0.83

Tableau 4.13 : Validation du modèle issu du plan fractionnaire – exemple 2

L'écart de réponse du modèle par rapport aux simulations (réponse réelle) reste dans la limite de $\pm 1.5\%$.

Les résultats sont présentés sous la forme graphique suivante :

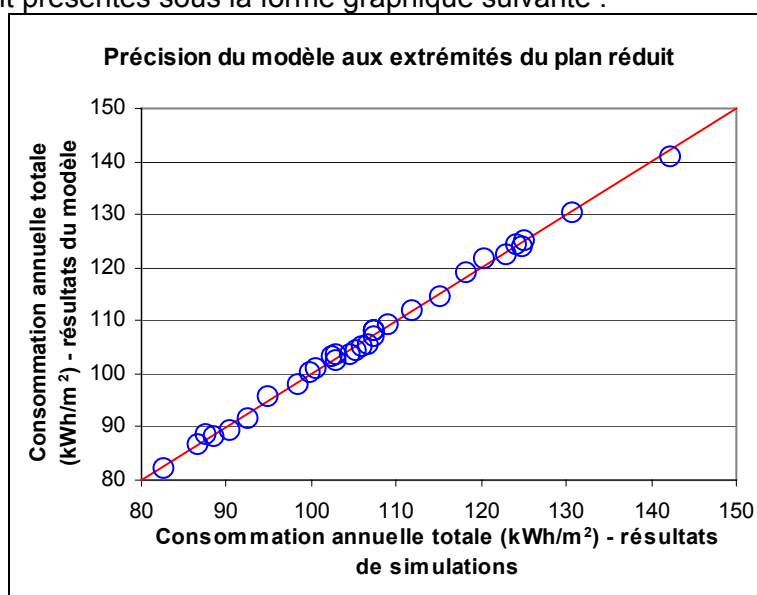


Figure 4.15 : Précision du modèle retenu aux bornes du plan réduit « fractionnaire » - exemple 2

La Figure 4.16 présente la comparaison entre les effets obtenus avec le plan complet et ceux obtenus avec le modèle réduit (plan fractionnaire) :

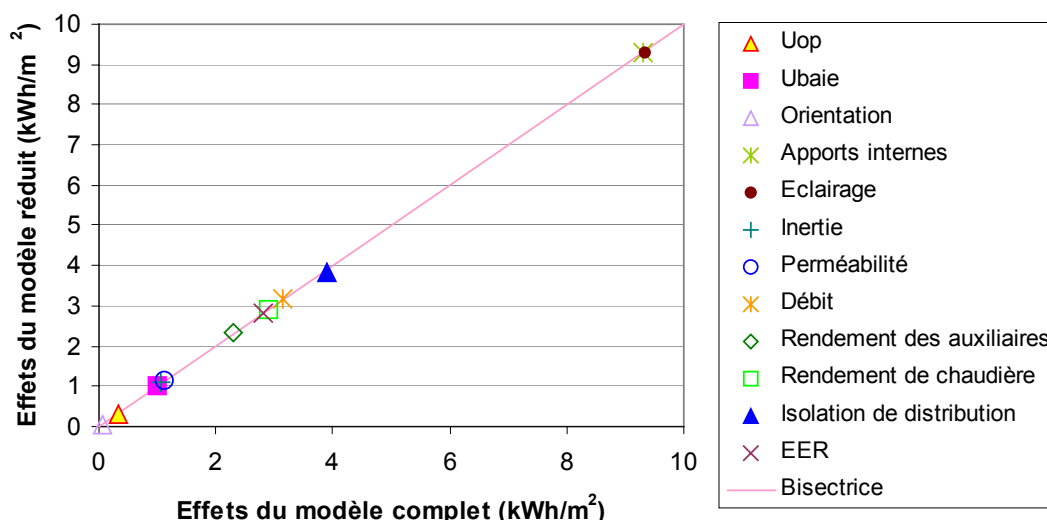


Figure 4.16 : Comparaison des effets principaux sur la réponse (consommation annuelle en kWh/m²) entre les deux modèles - complet et réduit, exemple 2

Le terme M, moyenne des consommations annuelles, est de 105.96 kWh/m² pour le modèle réduit contre 105.97 kWh/m² pour le modèle complet ce qui atteste de la validation de réduction du plan.

4.8 Plan fractionnaire comparé au plan factoriel

• Exemple 1 : bâtiment type 3

Pour bien vérifier l'efficacité du plan fractionnaire, nous avons comparé le modèle avec les réponses des 8192 (2^{13}) simulations (correspondant à un plan factoriel complet). Avec uniquement un modèle de 12 facteurs et 5 interactions, et sans désaliaser les interactions, le modèle est précis de -5 % jusqu'à 2% mais généralement comprises entre -1 % et +1%. La moyenne des écarts (valeur absolue de différence entre la réponse du modèle et la réponse du plan complet) est égale à 0.97.

Si plus de précision est visé, un modèle contenant un nombre plus élevé d'interactions a dû être considéré. On a voulu montrer qu'avec un modèle critique de quelques interactions la précision est satisfaisante. Plusieurs colonnes non agrégées dans la table L_{32} (2^{31}) peuvent être utilisées pour autres interactions. Une table L_{64} (2^{63}), qui double le nombre de simulation par rapport à un plan L_{32} (2^{31}), peut se révéler plus intéressante au niveau du nombre d'interactions incluses et reste très simple au niveau de la réduction par rapport à un plan complet.

On compare les réponses obtenues pour toutes les combinaisons du plan complet avec les réponses obtenues avec l'utilisation du modèle réduit.

Nous présentons dans le tableau suivant le nombre de simulations selon plusieurs tranches d'écarts entre les deux réponses :

	$-1 \% \leq \text{Ecart} \leq 1 \%$	$-3 \% \leq \text{Ecart} < -1 \%$ $1 \% < \text{Ecart} \leq 3 \%$	$-5 \% \leq \text{Ecart} < -3 \%$ $3 \% < \text{Ecart} \leq 5 \%$	$\text{Ecart} > 5 \%$ $\text{Ecart} < -5 \%$
Nombre de simulations (total = 8192)	6189	1894	97	12
%	75.55 %	23.12%	1.18%	0.15%

La majorité de l'échantillon est à $\pm 1\%$ qui reste une très bonne précision avec les interactions et les facteurs sélectionnés.

Le modèle issu du plan fractionnaire finalement obtenu s'écrit donc :

$$Y = 114.6 + 1.83 U_{op} + 4.07 U_{baie} + 0.69 Ori + 5.36 AI + 4.41 Ecl + 1.16 Iner + 3.43 Perm + 3.75 Vent + 1.85 Aux + 5 Rend ch + 2.77 Iso\ rés + 2.07 EER - 0.1 U_{baie} \cdot AI - 0.211 U_{baie} \cdot Ecl + 0.178 U_{baie} \cdot Rend\ ch + 0.262 AI \cdot Ecl + 0.431 Rend\ ch \cdot Iso\ rés$$

La validation de ce modèle sur la totalité des expériences du plan factoriel complet est présentée sous forme graphique :

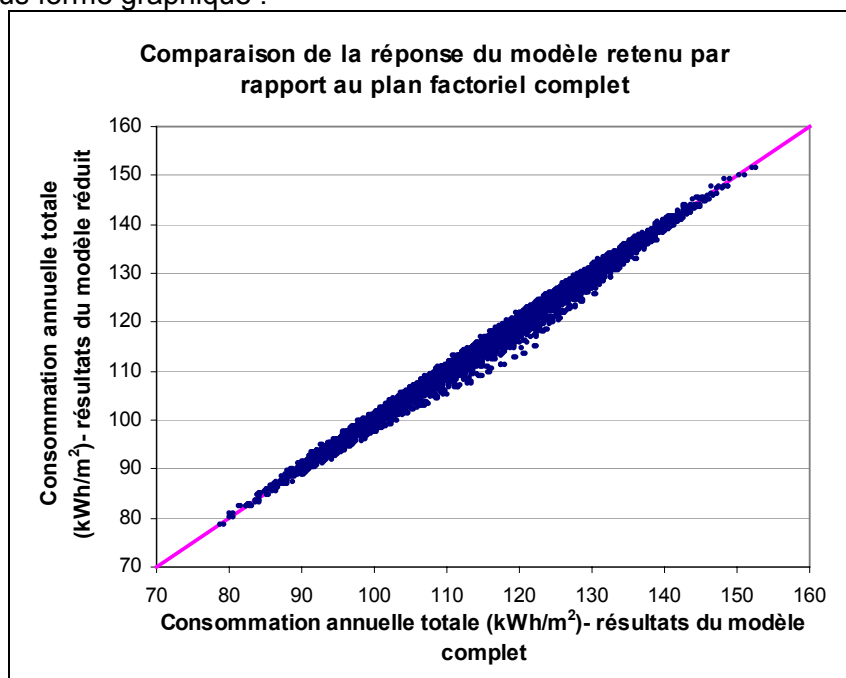


Figure 4.17 : Précision du « modèle réduit » par rapport au plan complet – exemple 1

La moyenne des écarts est égale à 1.17. Un modèle sans interactions donne les résultats suivants comparés avec ce qui précède :

	$-1\% \leq \text{Ecart} \leq 1\%$	$-3\% \leq \text{Ecart} < -1\%$ $1\% < \text{Ecart} \leq 3\%$	$-5\% \leq \text{Ecart} < -3\%$ $3\% < \text{Ecart} \leq 5\%$	$\text{Ecart} > 5\%$ $\text{Ecart} < -5\%$
Nombre de simulations (total = 8192)	5439	2559	167	27
%	66.40%	31.24%	2.04%	0.32%

• **Exemple 2 : Bâtiment de bureaux type 1a**

Avec le même modèle précédent, on obtient :

	$-1\% \leq \text{Ecart} \leq 1\%$	$-3\% \leq \text{Ecart} < -1\%$ $1\% < \text{Ecart} \leq 3\%$	$-5\% \leq \text{Ecart} < -3\%$ $3\% < \text{Ecart} \leq 5\%$	$\text{Ecart} > 5\%$ $\text{Ecart} < -5\%$
Nombre de simulations (total = 8192)	4665	3109	343	75
%)	56.9 %	37.9%	4.2%	1%

La moyenne des écarts est égale à 1.15. La précision est présentée graphiquement :

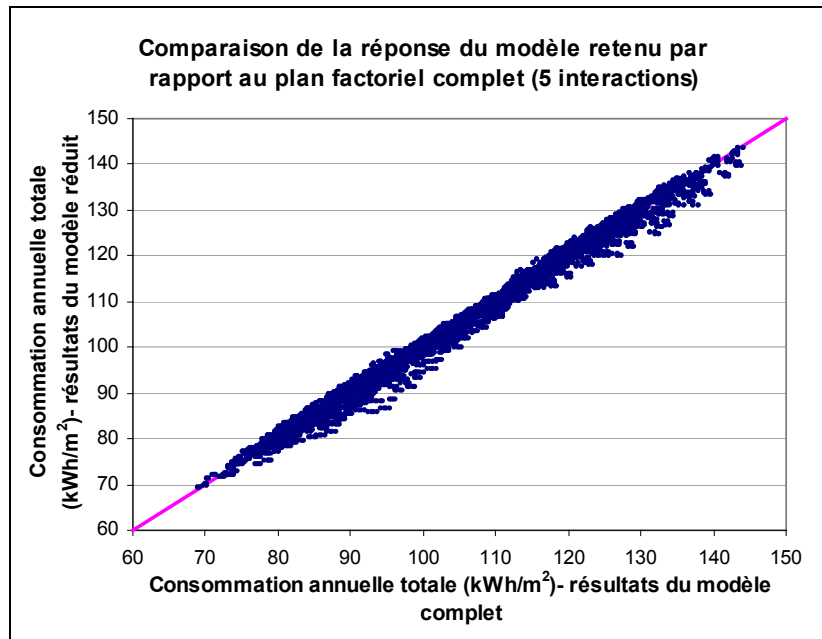


Figure 4.18 : Précision du « modèle réduit 1 » par rapport au plan complet – exemple 2

Vu la géométrie un peu différente de ce type de bâtiment, on ajoute 3 interactions, le modèle devient à 8 interactions + 12 facteurs, ce qui ne nécessite pas une nouvelle table de Taguchi. La table choisie contient 31 colonnes et on n'a utilisé que 18 pour le premier modèle. Avec les interactions ajoutées, on obtient :

	$-1 \% \leq \text{Ecart} \leq 1 \%$	$-3 \% \leq \text{Ecart} < -1 \%$ $1 \% < \text{Ecart} \leq 3 \%$	$-5 \% \leq \text{Ecart} < -3 \%$ $3 \% < \text{Ecart} \leq 5 \%$	$\text{Ecart} > 5 \%$ $\text{Ecart} < -5 \%$
Nombre de simulations (total = 8192)	5068	2909	193	22
%	61.90 %	35.49%	2.35%	0.26%

On gagne un peu de précision sur l'échantillon.

La moyenne des écarts est égale à 0.99.

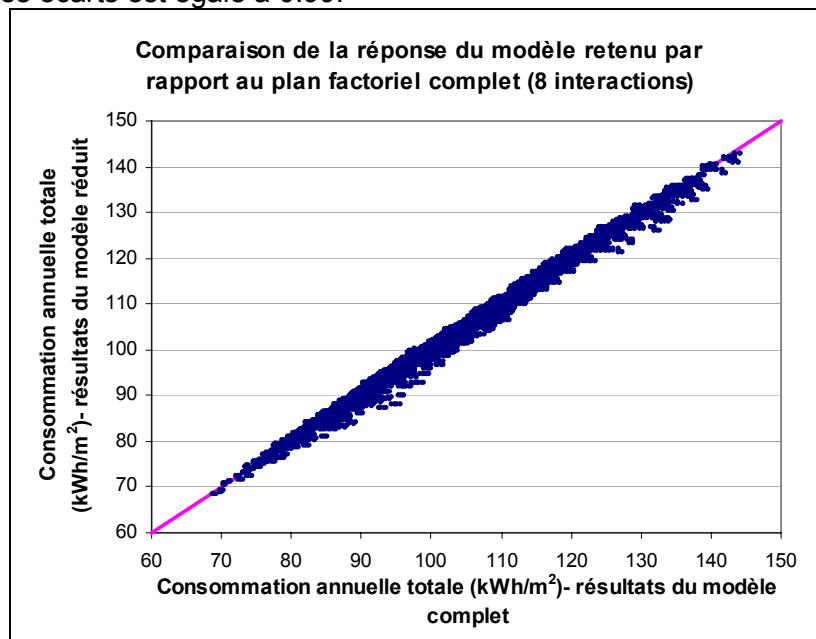


Figure 4.19 : Précision du « modèle réduit 2 » par rapport au plan complet – exemple 2

Les interactions ont une grande importance pour ce type de bâtiment, un modèle sans interactions donne les résultats suivants:

	$-1 \% \leq \text{Ecart} \leq 1 \%$	$-3 \% \leq \text{Ecart} < -1 \%$ $1 \% < \text{Ecart} \leq 3 \%$	$-5 \% \leq \text{Ecart} < -3 \%$ $3 \% < \text{Ecart} \leq 5 \%$	$\text{Ecart} > 5 \%$ $\text{Ecart} < -5 \%$
Nombre de simulations (total = 8192)	452	2073	3063	2604
%	5.5%	25.3%	37.4%	31.8%

La moyenne des écarts est égale à 5.47.

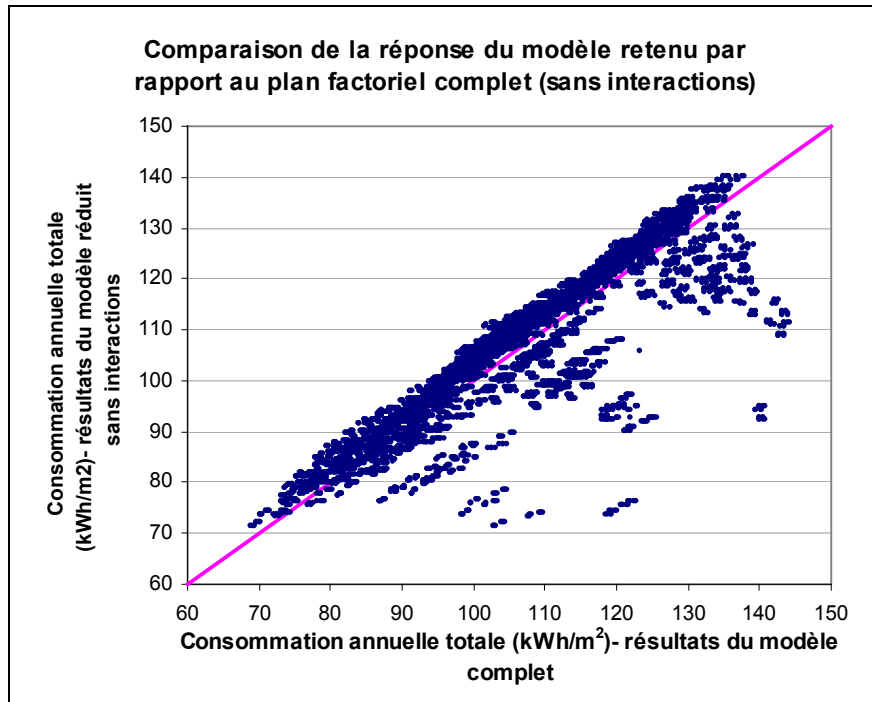


Figure 4.20 : Précision du « modèle réduit 3 » par rapport au plan complet – exemple 2

4.9 Conclusion

L'emploi des plans d'expériences pour atteindre les objectifs de cette thèse est concluant. On a obtenu des résultats grâce à une hiérarchisation rigoureuse des facteurs influents. On a montré qu'avec ces précautions, **la réduction du nombre de simulations n'a pas une influence importante sur la qualité de la réponse**. Le temps de simulation et surtout la préparation des simulations devient négligeable par rapport au plan factoriel.

Il ressort que la préparation du plan fractionnaire doit être réalisée avec une maîtrise du sujet et beaucoup de méthode. L'utilisateur doit être vigilant en lançant les simulations de validation.

L'emploi de plans fractionnaires et la comparaison des plans factoriels complets à 13 variables pour plusieurs types de bâtiments dans différentes régions climatiques est sans précédent dans la littérature spécialisée. **Ce développement original dans le domaine du bâtiment ouvre des perspectives pour des études d'optimisation et l'obtention d'une bibliothèque de modèles servant au choix de solutions** : consommation annuelle en fonction du type de bâtiment et du climat.

4.10 Références - chapitre 4

- [ALE 2006]** Alessandrini J.M., Filfli S., Fleury E., Marchio D., Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés. Climamed 2006.
- [BEN 1994]** Benoist D., Tourbier Y., et Germain-Tourbier S. 1994. Plan d'expériences : Construction et analyse. Lavoisier TEC & DOC.
- [BEN 1989]** Bendell T. 1989, Taguchi Methods, Proceedings of the 1988 European Conference, ELSEVIER applied sciences
- [BOX 1978]** Statistics for experimenters. Box G., Hunter W., Hunter J. An introduction to Design, Data Analysis, and Model Building. By John Wiley and Sons, Inc.
- [FOU 1995]** Fourgeaud C. et Fuchs. Statistique, Monographies Universitaires de Mathématiques, Ed Dunod.
- [GOU 1999]** Goupy J. 1999, Plan d'expériences pour surfaces de réponses. Dunod.
- [PED 1992]** Pedregal P.D., Modélisation des espaces-serres destinés à l'habitat, thèse en physique des systèmes énergétiques, université Paris VII
- [PIL 1999]** Pillet M. 1999, Les plans d'expériences par la méthode Taguchi. Les Editions d'Organisation.
- [SIS 1990]** Support de séminaire – Vigier conseil international – 1990
- [SOU 1995]** Souvay P. 1995. Les plans d'expériences, Méthode Taguchi. A Afnor collection – A savoir
- [VIG 1988]** Vigier M. 1988. Pratiques des plans d'expériences – Les Editions d'Organisation.

CHAPITRE 5 – RESULTATS

5.1 Introduction

Une fois les simulations à réaliser dans le cadre d'un plan d'expériences (chapitre 4) sélectionnées, il reste à dimensionner les systèmes pour chaque cas, réaliser les simulations et analyser les résultats. Dans ce chapitre, on expose la méthode de dimensionnement avant de présenter les résultats.

Les tendances seront analysées sur la base des variables principales et des interactions les plus significatives. Les modes de gestion seront étudiés séparément, ainsi que l'effet de l'isolation.

On rappelle qu'on a retenu cinq types de bâtiment de bureaux et deux types de bâtiment de santé associés à une matrice système/bâtiment pour deux régions climatiques, ce qui représente **une quantité énorme de résultats qu'il n'est pas possible de faire tous figurer dans cette thèse** [FIL-1 2005] [FIL-2 2006]. **Pour illustrer l'analyse des résultats, on ne retient qu'un bâtiment de bureaux.**

5.2 Nature de la demande thermique en fonction du climat français

Avant de présenter en détail les résultats, on étudie les besoins thermiques dans le climat français métropolitain retenu.

On va voir que les besoins de rafraîchissement dans le climat français sont plus sensibles aux conditions intérieures qu'aux conditions extérieures, notamment dans les bâtiments de bureaux bien isolés ayant des charges internes importantes.

La Figure 5.1 présente les occurrences des températures extérieures (données climatiques RT2000) à Trappes et à Nice. La température extérieure est supérieure à 25 °C durant 69 heures (0.8 %¹) à Trappes et 391 heures (4.5 %) à Nice.

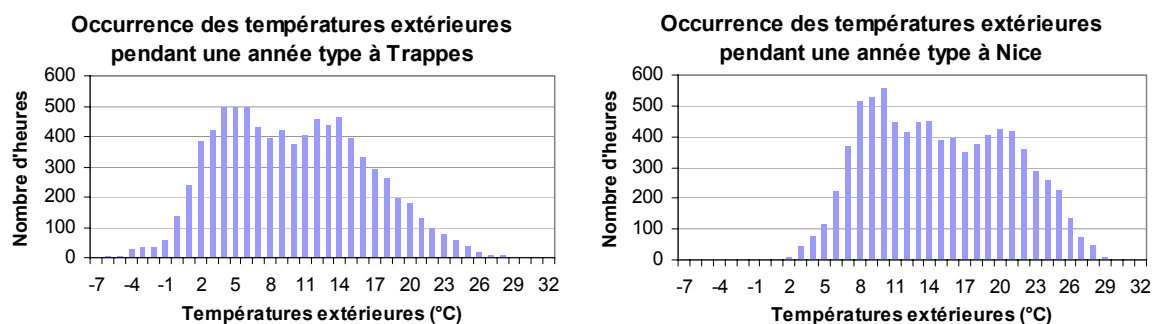


Figure 5.1 : Occurrence des températures extérieures pour une année type à Trappes et Nice

Les Figure 5.2 et Figure 5.3 présentent les demandes thermiques annuelles de rafraîchissement et de chauffage pour un bâtiment de bureaux optimisé (type 3) à Trappes et Nice. Ces demandes (puissances sensibles dites besoins) sont obtenues avec l'utilisation d'un système parfait qui fournit au bâtiment la puissance nécessaire de froid ou de chaud. Les demandes de chauffage sont plus « sensibles » à la température extérieure que les demandes de rafraîchissement.

¹ Le pourcentage dans ce paragraphe est toujours exprimé par rapport au nombre d'heures totales annuelles – 8760 heures

La période annuelle de chauffage est de :

- 2871 heures (32.8 %) à Trappes dont 1955 heures en période d'occupation
- 1571 heures (17.9 %) à Nice dont 1103 en période d'occupation.

Ceci s'explique par le fait que les besoins majeurs de rafraîchissement sont dus à la chaleur dégagée par l'éclairage et les équipements de bureautique. L'idée d'anticiper ces besoins par une ventilation nocturne dans les climats relativement froids se révèle intéressante et est évaluée plus loin.

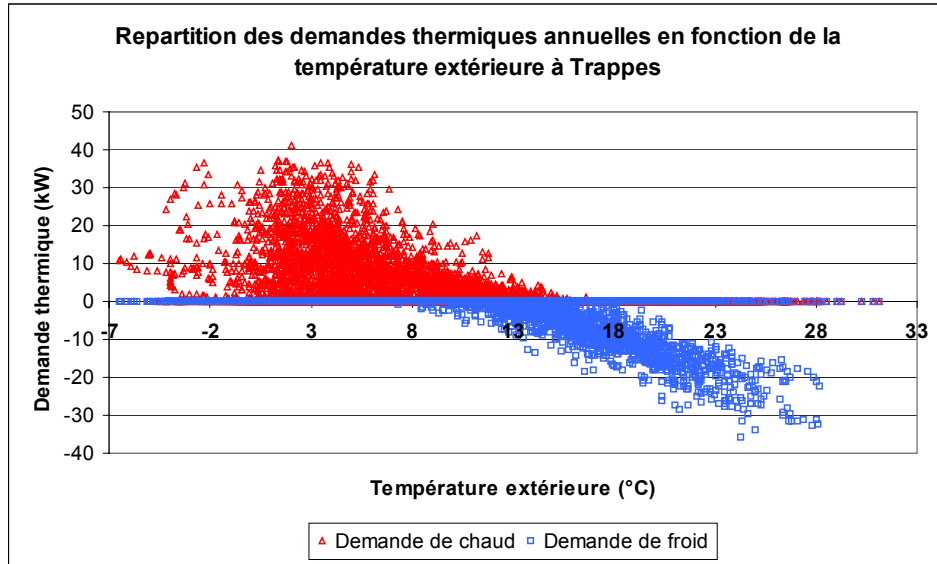


Figure 5.2 : Répartitions des demandes thermiques en fonction de la température extérieure pour un bâtiment de bureau à Trappes

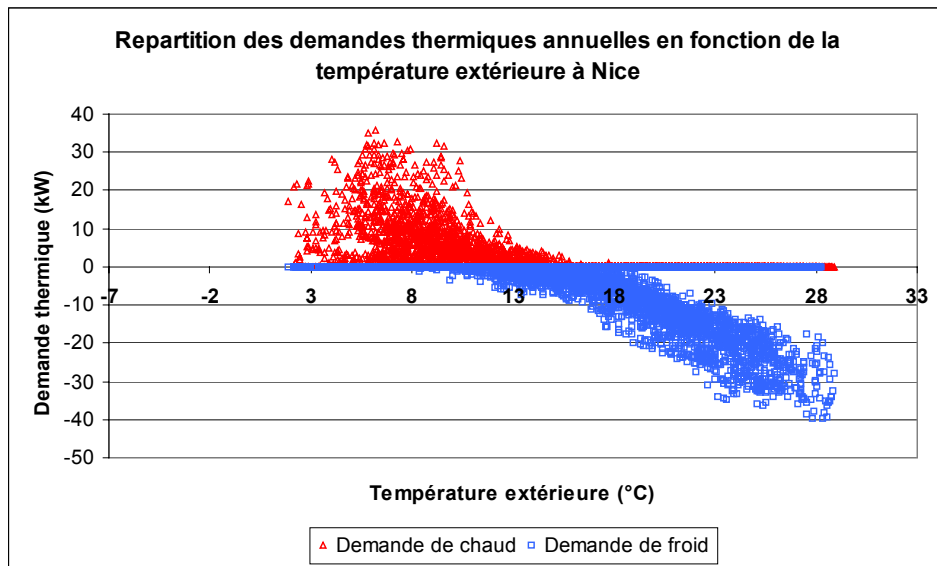


Figure 5.3 : Répartitions des demandes thermiques en fonction de la température extérieure pour un bâtiment de bureau à Nice

Sur 1364 heures de demande de rafraîchissement à Trappes, 39 heures uniquement correspondent à des températures extérieures supérieures à la consigne. A Nice, sur 2214 heures de demande de rafraîchissement, 236 heures correspondent à des températures extérieures supérieures à la consigne. Au contraire de Trappes, les heures de demande de rafraîchissement sont majoritaires à Nice. La zone neutre dure 4525 heures (51.7 %) à Trappes et 4975 heures (56.8 %) à Nice.

5.3 Nécessité du rafraîchissement et notion de confort

Le corps humain cherche à équilibrer son bilan thermique de telle sorte qu'il puisse maintenir sa température interne constante. Plus loin dans le chapitre, on quantifiera l'effet de la variation de la température de consigne, sur la consommation totale. Toutefois, pour l'ensemble de ce travail, des exigences sont prises, en dimensionnement d'abord et dans les simulations ensuite, de telle sorte qu'elles respectent les consignes définies à l'avance. On estime que ces consignes assurent le confort de l'utilisateur.

Si l'absence de rafraîchissement est souvent envisageable pour les maisons individuelles, ce n'est le cas dans certains segments du secteur tertiaire. On a montré dans le paragraphe précédent, que pour un bâtiment optimisé, le nombre d'heures de chauffage et de refroidissement ne peuvent être négligés.

La différence primordiale entre les bâtiments tertiaires et les maisons individuelles réside dans le fait que les premiers ont des apports internes très élevés dus aux appareils électriques et à une occupation dense.

Les tableaux Tableau 5.1 et Tableau 5.2 donnent les dépassements de température de consigne pour un bâtiment de bureau non rafraîchi et ensuite pour des chambres d'hôpitaux dans deux régions climatiques : Trappes et Nice. Les dépassements de consigne sont exprimés en nombre de "degrés - heures".

Dépassements de température dans la zone des bureaux (sud) par rapport à $T_i = 25\text{ °C}$					
	Nombre d'heures	Valeur moyenne (°C)	Valeur maximale (°C)	Somme totale (°C*h)	Besoin annuel de chauffage - zone (kWh/m ²)
Trappes - ventilation permanente	1544	5.1	13.5	7838	15.7
Trappes - ventilation en occupation	2183	7.2	17.2	15659	4.5
Nice - ventilation permanente	2251	6.4	15.6	14506	5.8
Nice - ventilation en occupation	2689	7.8	17.8	20944	1.6

Tableau 5.1 : Dérives de température dans des bureaux non rafraîchis

L'évolution de la température intérieure génère un inconfort pour les occupants. Il faut noter que la différenciation entre les deux options de ventilation se fait uniquement pour les zones de bureaux occupées dans la journée et 5 jours sur 7 dans la semaine. Les résultats confirment que le besoin de chauffage est plus important à Trappes qu'à Nice et plus important avec la ventilation permanente. De plus que ce qui est montré dans le tableau, la consommation des auxiliaires de ventilation est multiplié par un facteur 2.4.

Pour une option de ventilation permanente et sans ouverture de fenêtre possible, la Figure 5.4 présente l'évolution des températures intérieures dans les zones étudiées en montrant le profil de température extérieure pour les deux climats retenus.

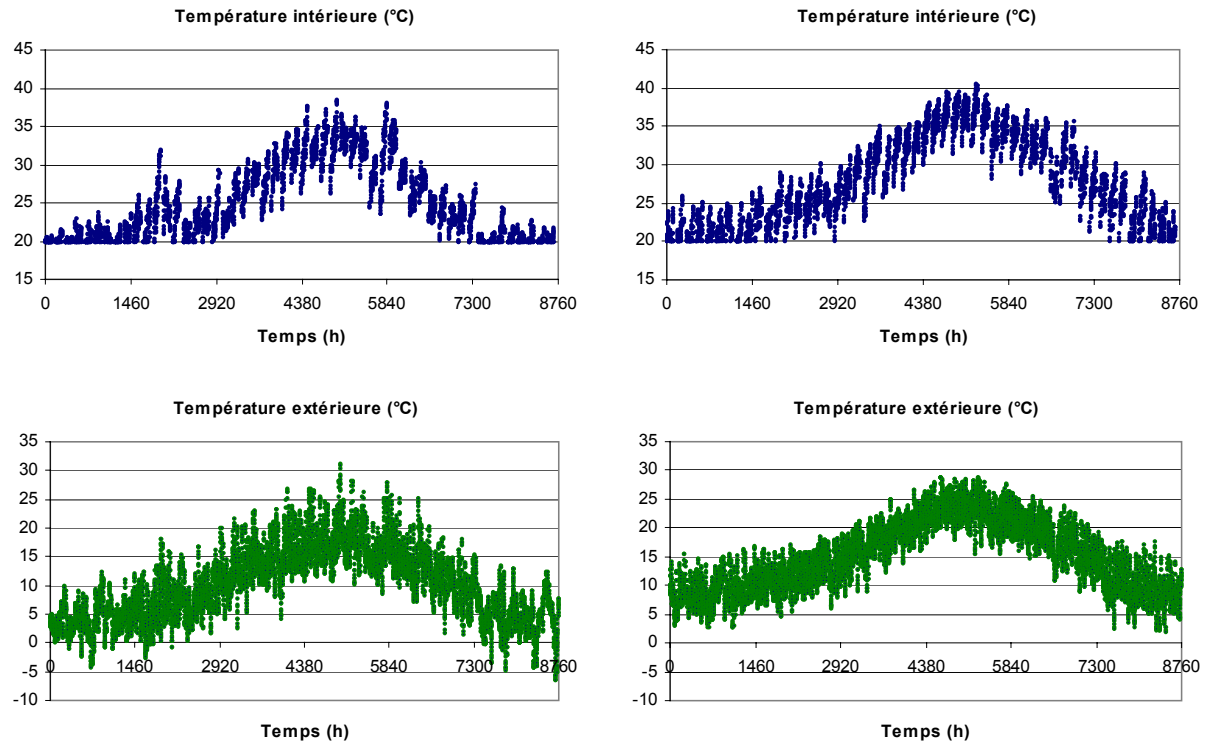


Figure 5.4 : Profil de température intérieure dans des bureaux non rafraîchis à Trappes (gauche) et Nice (droite) en comparaison avec les températures extérieures

Pour la zone des chambres d'hôpital, on obtient :

Dépassements de température dans la zone des chambres (sud) par rapport à $T_i = 27^\circ\text{C}$					
	Nombre d'heures	Valeur moyenne ($^\circ\text{C}$)	Valeur maximale ($^\circ\text{C}$)	Somme totale ($^\circ\text{C}\cdot\text{h}$)	Besoin annuel de chauffage - zone traitée (kWh/m^2)
Trappes Ventilation permanente	2342	2.7	10.5	6211	40.3
Nice ventilation permanente	5778	5.2	16.4	29900	2.6

Tableau 5.2 : Dérives de températures dans des chambres d'un hôpital sans rafraîchissement

Les dérives sont également importantes dans les chambres d'hôpitaux (comptées par rapport à 27°C), ceci revient aux hypothèses considérées par la typologie des bâtiments concernés :

- occupation en permanence toute l'année et dense à cause des visiteurs,
- apports importants d'éclairage, solaires et équipements électriques,
- pas d'ouverture des fenêtres dans ces simulations,
- simulations réalisées avec les fichiers météo RT2005, qui sont moyennement plus chauds que ceux de la RT2000 utilisés dans les bureaux.

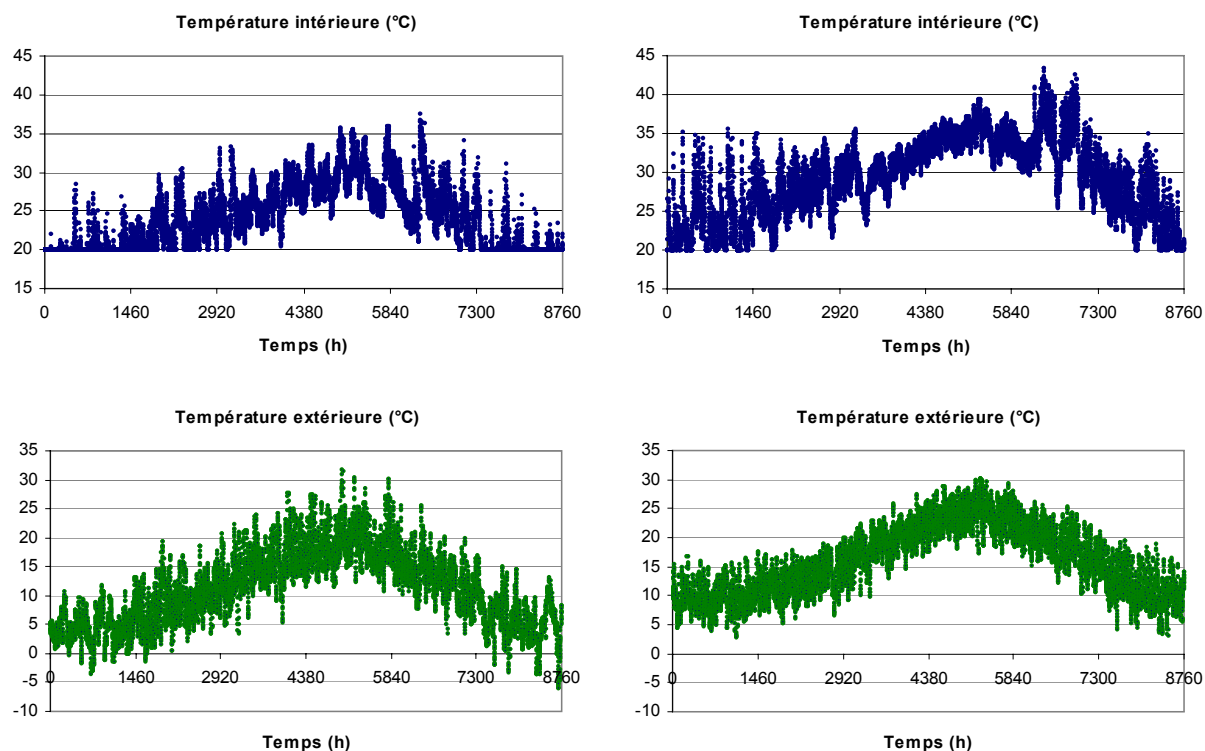


Figure 5.5 : Profil de température intérieure dans des chambres d’hôpitaux non rafraîchis à Trappes (gauche) et Nice (droite) en comparaison avec les températures extérieures

Il faut noter que les simulations ne reflètent que les résultats d’un comportement « robot » de l’utilisateur défini par les scénarios d’occupation, ventilation, consignes, éclairage et protections solaires.

Bien évidemment, une surchauffe d’une telle ampleur n’est pas supportable et les occupants auront recours à l’ouverture de fenêtres si le niveau de bruit et la hauteur le permettent. L’ouverture de fenêtres permet un renouvellement d’air de la pièce plus intense que la ventilation mécanique. De même, il est rare qu’une pièce (pour les chambres d’hôpital par exemple) reste occupée toute l’année. L’éclairage est probablement éteint en période de surchauffe.

Les dérives présentées prouvent une tendance qui ne peut être négligée et qui justifie l’emploi du rafraîchissement afin de respecter le confort des occupants. Plus loin, on analysera l’effet de l’isolation sur la consommation de rafraîchissement.

5.4 Dimensionnement

Les études en « besoin annuel » sont menées avec un système « parfait » qui délivre les puissances de chauffage et de rafraîchissement nécessaires, afin de maintenir la température de consigne équilibrant les différentes pertes et apports de chaleur.

Bien entendu, le calcul de la consommation annuelle intégrant le système de production et de distribution est plus significatif et doit être exprimé en énergie payante et en énergie primaire.

Certains logiciels de prévision de consommations réalisent un calcul en besoin et transforment les valeurs obtenues en consommations par l’emploi d’un coefficient de performance annuel représentatif d’un système retenu. Ces modèles fournissent une

mauvaise estimation de l'énergie consommée à cause de la très grande variabilité des conditions intérieures et extérieures du bâtiment étudié et leur effets sur la réaction du système. Un modèle du système qui réagit avec le bâtiment permet d'estimer plus précisément la consommation annuelle totale. *Consoclim* est un outil qui permet l'introduction des modèles des systèmes de climatisation et d'obtenir le comportement du système à pleine charge et à charge partielle en fonction des différentes conditions.

Les choix de modélisation de ces systèmes visent à s'adapter aux données effectivement disponibles dans les catalogues des constructeurs. On présente les principes de sélection des systèmes et la méthode de dimensionnement.

5.4.1 Dimensionnement dynamique énergétiquement économe - hypothèses

Les méthodes de dimensionnement employées par les bureaux d'études prennent en compte une marge de surdimensionnement pour éviter le risque de surchauffe en été ou de manque de puissance de chauffage en hiver. Or, un groupe frigorifique fonctionne moins de 5% du temps autour de sa puissance nominale, pour lesquels ses composants sont optimisés. Un surdimensionnement du système entraîne une surconsommation énergétique et un surcoût. En pratique les auxiliaires consomment davantage. Un sous dimensionnement du système conduit à un dépassement des consignes et un non-respect des conditions de confort.

Dans la thèse, des hypothèses sont faites pour dimensionner le système de manière à éviter le sous dimensionnement ou le surdimensionnement excessif.

Deux méthodes de base de dimensionnement sont employées : statique et dynamique.

- la première se résume à un calcul simple des puissances d'après un bilan entre pertes et apports pour des conditions données extérieures et intérieures. L'inertie du bâtiment, les apports hydriques, les infiltrations, les apports solaires et les interactions entre les paramètres sont juste approchés.
- la deuxième consiste à réaliser une simulation dynamique du bâtiment avec des conditions spécifiques au dimensionnement, puis à déterminer d'une manière globale ou par zone les demandes maximales. Ceci tient compte de l'inertie du bâtiment, des scénarios d'occupation et des interactions.

On a indiqué qu'on traite un grand ensemble de paramètres. A titre d'exemple, si on a 12 variables à deux niveaux chacune, il y aura 4096 combinaisons possibles ; même après la réduction du plan d'expériences le nombre reste élevé. Il faut limiter le nombre de dimensionnements, d'autant plus que la différence entre deux combinaisons ne nécessite pas de sélectionner un produit d'une nouvelle gamme, étant donné que l'on choisit parmi des valeurs discrètes. Les niveaux de paramètres choisis visent à comparer deux types de gestions ou de produits : l'une efficace et l'autre moins efficace.

Vu le manque d'outil de dimensionnement automatique qui nécessiterait d'avoir accès à une base de données informatisée des produits constructeurs et vu la simplicité visée, on ne garde que deux systèmes dimensionnés pour chaque bâtiment, un pour Trappes et l'autre pour Nice.

On a choisi une combinaison donnant un besoin moyen pour lequel on a dimensionné un système par région climatique.

5.4.2 Conditions de dimensionnement

5.4.2.1 Fichier météo

Après une comparaison entre plusieurs données météorologiques [FIL-1 2005], on a retenu les valeurs de la méthode de AICVF [AIC 1998], guide n°2 (répétées sur 4 semaines) comme fichier de base de dimensionnement (Valeurs données en annexe 5A)

Les consignes de température sont maintenues constantes (en chaud, jour et nuit, en inoccupation égales à celles en occupation) pour éviter l'effet de la relance sur le dimensionnement.

5.4.2.2 Choix de composants - application

On présente l'application de la méthode sur un système groupe frigorifique – chaudière à gaz alimentant des ventilo-convecteurs 4 tubes pour le bâtiment de bureaux type 3 à Trappes.

Les unités terminales sont « réelles », tirées de catalogues de constructeur.

Les besoins sensibles (sorties de simulation horaire) sont présentés dans le Tableau 5.3 :

Zone	Surface (m ²)	Besoin maximum en froid (W)	Besoin maximum en chaud (W)	Maximum somme des besoins de froid (W)	Ratio besoins de froid (W/m ²)	Maximum somme des besoins de chaud (W)	Ratio besoins de chaud (W/m ²)
Bureaux sud	180	14239.7	4696.0		79.1		26.1
Bureaux nord	402	23945.0	9678.7		59.6		24.1
Salle de réunions	180	12102.0	13999.7		67.2		77.8
	1008	50286.7	28374.4	47210.7		27361.6	

Tableau 5.3: Valeurs des besoins dans les différentes zones et pour le bâtiment entier

Les ventilo-convecteurs à quatre tubes sont dimensionnés avec les régimes suivants :

- Régime d'eau froide 7/12 °C
- Régime d'air été 27 °C, 50 % HR
- Régime d'eau chaude 90/70 °C
- Régime d'air hiver 19 °C , 90 % HR
- Puissance en mode froid à vitesse moyenne
- Puissance sensible en mode froid à vitesse moyenne
- Puissance en mode chaud à vitesse moyenne

Débit (m ³ /h)	Puissance frigorifique (W)	Puissance sensible (W)	Puissance calorifique (W)	Puissance absorbée par le moteur du ventilateur (W)	Puissance frigorifique moins ventilateur (W)
940	6050	4290	6380	123	5927

Tableau 5.4: Caractéristiques nominales des unités terminales retenues

Ayant le besoin sensible de la zone, on considère la température de soufflage nominale en refroidissement des ventilo-convecteurs (14 °C) pour calculer le débit d'air nécessaire. Pour obtenir le nombre de ventilo-convecteurs, on retient les performances à vitesse moyenne, en retranchant la puissance du ventilateur. On compare ensuite la puissance en mode chaud (en additionnant la puissance des ventilateurs) disponible avec le besoin de chauffage. Si les besoins sont supérieurs, c'est le mode chaud qui devient dimensionnant.

On utilise les pré processeurs de *Consoclim* afin de tirer les caractéristiques nécessaires des batteries chaude et froide.

A partir de la puissance sensible issue du calcul des besoins (**le maximum de la somme** des puissances par zone : 47.2 kW), on approxime la puissance totale P_t (pas de consigne en humidité) pour le dimensionnement : 57.8 kW. Une étude de sensibilité a montré qu'en climat métropolitain on peut ajouter 20 % de puissance pour la déshumidification. La vérification se faisait a posteriori sur la base des simulations avec cet équipement. On ajoute aussi les puissances des ventilateurs des unités terminales qui sont à compenser.

Le débit d'eau « glacée » est déduit du régime choisi (7/12 °C par exemple) : $C_e \cdot \dot{m}_e \cdot (t_{se} - t_{ee}) = P_t$

C_e dépend du taux de glycol. Pour de l'eau $C_e = 4180 \text{ J/kg.K}$

P_t (kW)	C_e (J/kg.K)	t_{ee} (°C)	t_{se} (°C)	$\dot{m}_e$ (kg/s)
61.4	4180	7	12	66.36

On choisit alors un groupe frigorifique dans la base de données Eurovent :

		Calcul	Données du constructeur Groupe choisi
puissance frigorifique nominale	P_f (kW)	57.8	61.4
EER			2.9
puissance absorbée nominale (compresseur)	P_a (kW)		21.3
débit nominal d'eau	$\dot{m}_e$ (kg/s)	2.76	2.94
puissance absorbée du ventilateur du condenseur	$\sim 1/45$ puissance ² au condenseur)	1.83	1.8
débit d'air au condenseur (m ³ /h)			36000

Tableau 5.5 : Caractéristiques principales du groupe frigorifique retenu

D'après les besoins de chauffage (**maximum de la somme dans les différentes zones**), on choisit une chaudière après l'ajout de 10% (valeur obtenue après une étude de sensibilité) recouvrant les pertes du réseau de distribution et après retranchement des puissances des ventilateurs des unités terminales.

Avec le régime choisi (90/70 °C) le débit d'eau est déduit par : $C_e \cdot \dot{m}_e \cdot (t_{ec} - t_{sc}) = P_c$

P_c (kW)	C_e (J/kg.K)	t_{ec} (°C)	t_{sc} (°C)	$\dot{m}_c$ (kg/s)
28.3	4180	90	70	0.3385

Puissance nominale de la chaudière à 100 % (kW)	35000
Température de test à 100 % de charge (°C)	70
Efficacité de la chaudière à 100 °C	0.914
Température de test à 30 % de charge (°C)	40
Efficacité de la chaudière à 30°C	0.926
Pertes à l'arrêt nominales hors veilleuse (W)	194

Tableau 5.6 : Caractéristiques de la chaudière choisie

² L'information précise est rarement communiquée

Des calculs basés sur l'expérience de bureaux d'études et sur des simulations dynamiques types permettent ensuite de dimensionner les réseaux d'eau [FIL-2 2006], d'air ainsi que les pompes et les ventilateurs³. (voir annexe 5B)

5.5 Analyse de besoins

Pour illustrer par un exemple complet, on reprend le bâtiment type 3 et on détaille la procédure.

Ayant toutes les caractéristiques du bâtiment et disposant de l'outil avec les modèles des systèmes, on étudie les 9 paramètres du bâtiment dans un plan d'expérience de 9^2 (512 simulations). Cette étape n'est pas indispensable, mais nous a permis de comprendre l'importance de chaque élément de l'enveloppe, des modes de gestion, et a servi au dimensionnement.

On présente les résultats pour chaque climat en fonction des besoins de rafraîchissement, chauffage et éclairage.

On rappelle les niveaux de 9 paramètres,

Récapitulatif des niveaux des paramètres clés retenus		
Paramètre	Niveau bas (-1)	Niveau haut (+1)
1. Isolation des parois opaques (toit et des murs)	Toit : 0.2 W/m ² .K Mur : 0.4 W/m ² .K	Toit : 0.4 W/m ² .K Mur : 0.6 W/m ² .K
2. Caractéristiques des surfaces vitrées	2 W/m ² .K	3 W/m ² .K
3. Orientation	Nord/Sud	Est/Ouest
4. Gestion des protections solaires	Occupant peu sensible à l'éclairage naturel	Occupant trop sensible à l'éclairage naturel
5. Ventilation	Réduction par 30% de débit hygiénique	Débit hygiénique
6. Inertie	Lourde	Moyenne
7. Perméabilité	1.2 m ³ /h/m ² sous 4 Pa	2.4 m ³ /h/m ² sous 4 Pa
8. Equipements de bureautique	7.5 W/m ²	15 W/m ²
9. Gestion et efficacité de l'éclairage	10 W/m ² avec interrupteur et gradateur	18 W/m ² avec interrupteur

Tableau 5.7 : Récapitulatif des niveaux des paramètres de l'enveloppe

Les interactions supérieures au premier ordre sont négligées. Le modèle retenu est donc composé de 9 effets et de 36 interactions de premier ordre.

Le modèle est écrit selon la notation de Yate (U_{op} vaut effet de U_{op} multiplié par son niveau -1 ou +1, I_1 vaut l'interaction 1 $U_{op}.U_{baie}$ multiplié par les niveaux des éléments concernés, etc...) :

$$B_{tot} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{tot} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + (I_1 + I_2 + \dots + I_{36})$$

³ On calcule les pertes de charge et les puissances de ventilateurs selon les recommandations de l'AICVF « Mise en œuvre des Centrales de Traitement d'Air ». [AIC 2005]

5.5.1 Besoins annuels de chauffage, rafraîchissement et éclairage à Trappes

La moyenne annuelle des besoins de rafraîchissement est de 24.5 kWh/m^2 . Le besoin minimal est de 11.7 kWh/m^2 . Les effets les plus importants sont : apports internes (équipements électriques), éclairage, transmittance thermiques des baies.

Les effets et les interactions de signe positif (Figure 5.6) indiquent une minimisation de consommation quand leur niveau est à -1 , au contraire des effets et des interactions de signe négatif. Ainsi quand l'éclairage est efficace, l'inertie lourde et les équipements électriques efficaces (valeurs retenues correspondant à -1), le besoin de rafraîchissement diminue. A l'inverse, si la perméabilité est faible, la ventilation réduite, la transmittance des baies et des murs faible et avec une gestion des protections solaires d'utilisateur « peu sensible » (valeurs correspondantes au niveau -1) le besoin de rafraîchissement augmente.

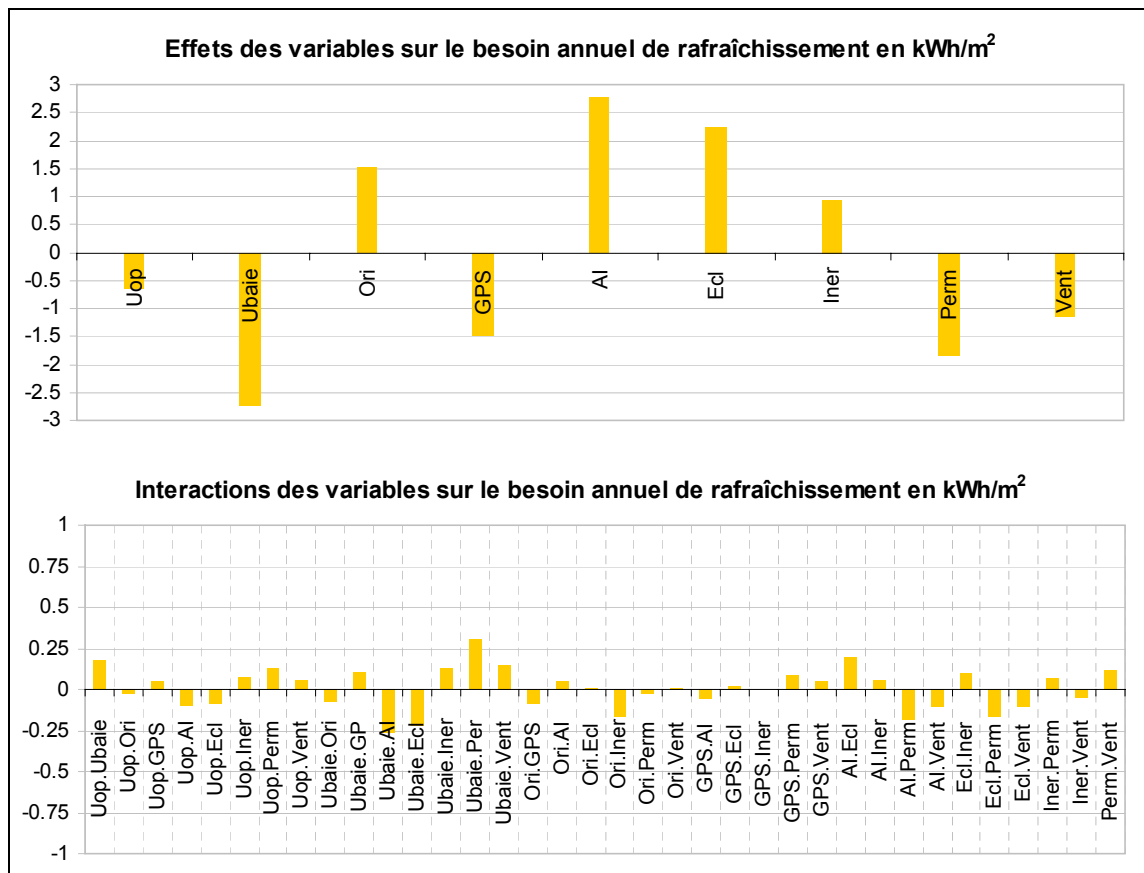


Figure 5.6 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel de rafraîchissement à Trappes

Au contraire des tendances sur le besoin de rafraîchissement, l'éclairage et la bureautique efficaces augmentent les besoins de chauffage (Figure 5.7). L'inertie lourde est toujours favorable. La contribution d'un vitrage de faible transmittance thermique, d'une perméabilité faible, et la réduction du débit d'air neuf sont les plus importantes. La moyenne des besoins annuels est de 34.4 kWh/m^2 . Le besoin annuel minimal est de 15 kWh/m^2 .

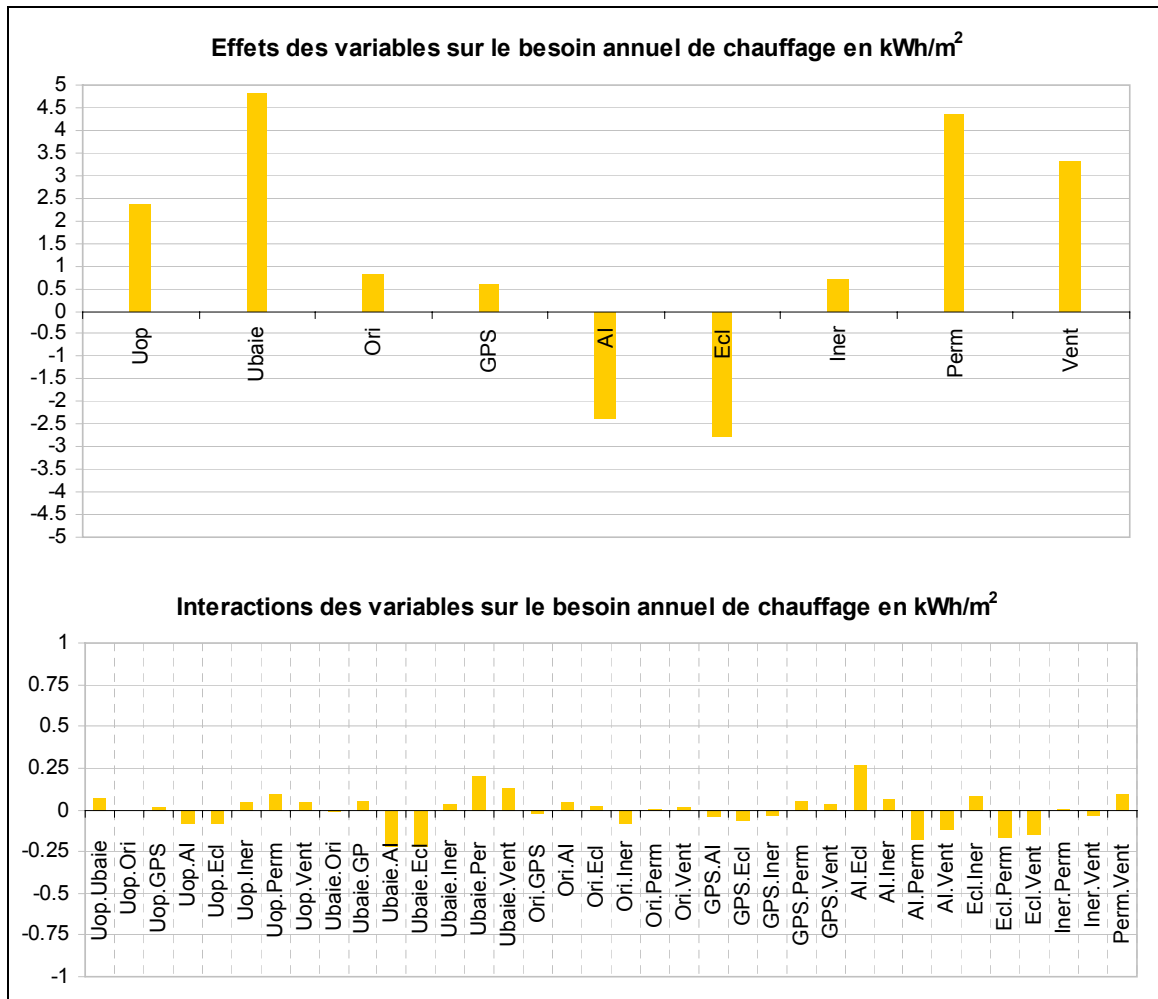
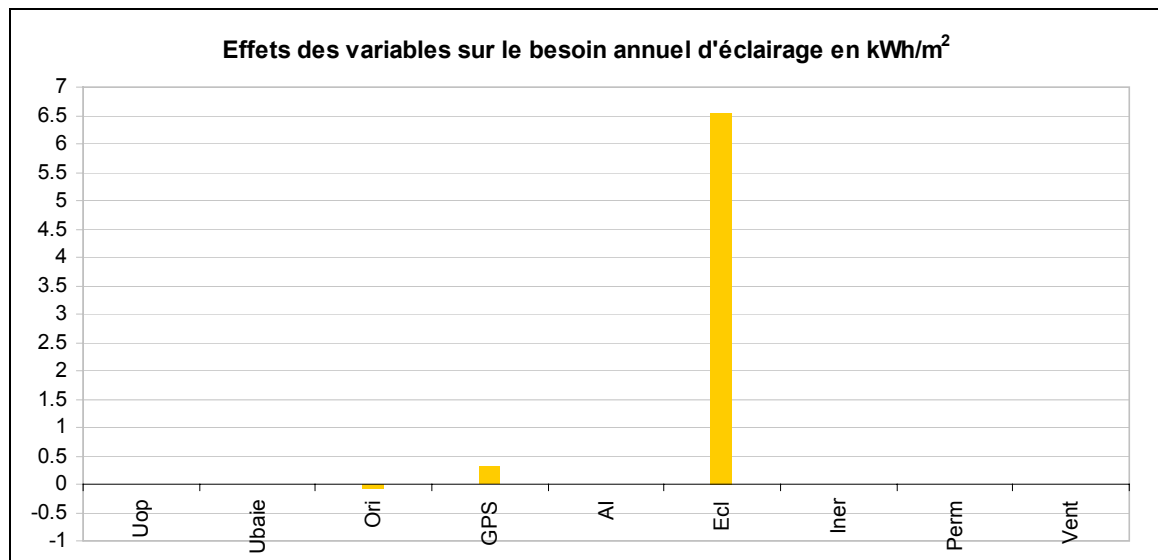


Figure 5.7 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel de chauffage à Trappes

En raisonnant sur les besoins en éclairage (Figure 5.8), on retrouve les résultats prévus. L'efficacité et la gestion de l'éclairage sont les facteurs principaux accompagnés d'un effet faible de la gestion des protections solaires et de l'orientation. La moyenne des besoins annuels d'éclairage est de 26.1 kWh/m². La valeur minimale est de 19.3 kWh/m².



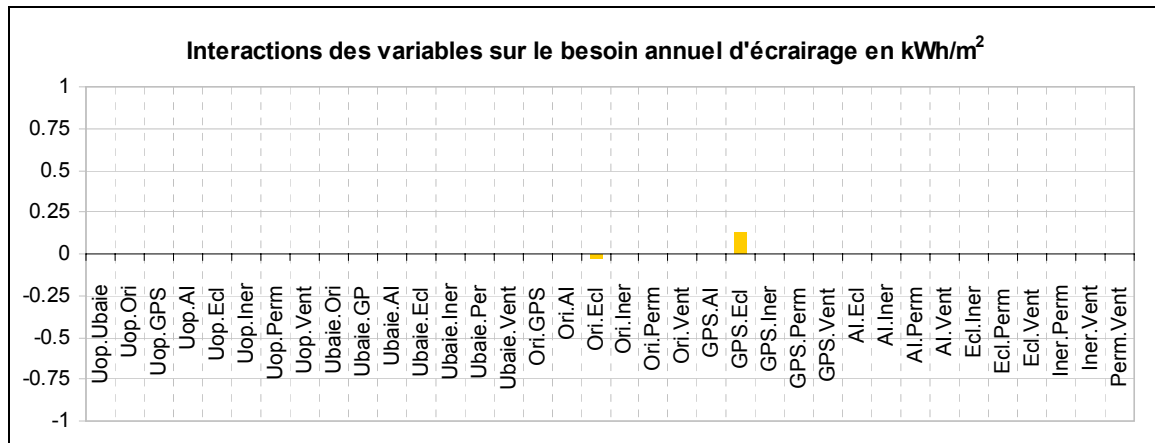


Figure 5.8 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel d'éclairage à Trappes

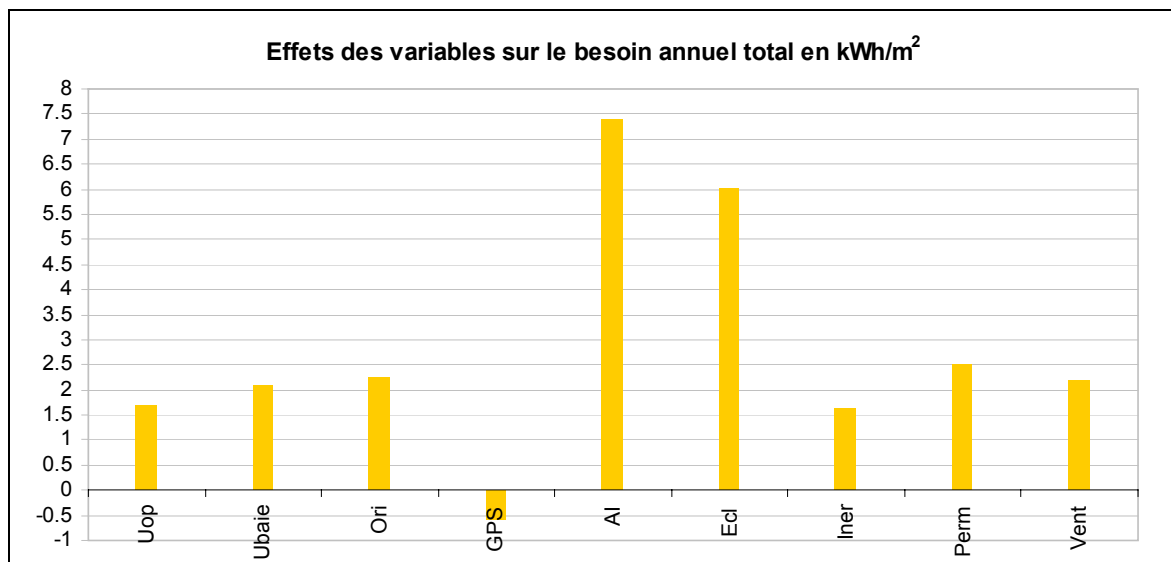
Les interactions dans les trois cas sont faibles mais leur somme ne peut pas être négligée. On notera que les interactions où les facteurs : apports des équipements électriques, gestion d'éclairage, perméabilité et transmittance de baies sont impliqués sont les plus importants.

5.5.2 Besoin annuel total à Trappes

La somme totale des besoins est composée de : rafraîchissement, chauffage, éclairage et équipements électriques.

L'efficacité des équipements électriques est le seul facteur qui influe sur leur consommation. L'effet principal est de 7 kWh/m². La valeur minimale annuelle est de 14 kWh/m².

Le modèle des besoins totaux peut ensuite être déduit d'après la somme des composants. Le besoin annuel moyen de toutes les combinaisons est de 106 kWh/m². La combinaison optimale donne 79 kWh/m².



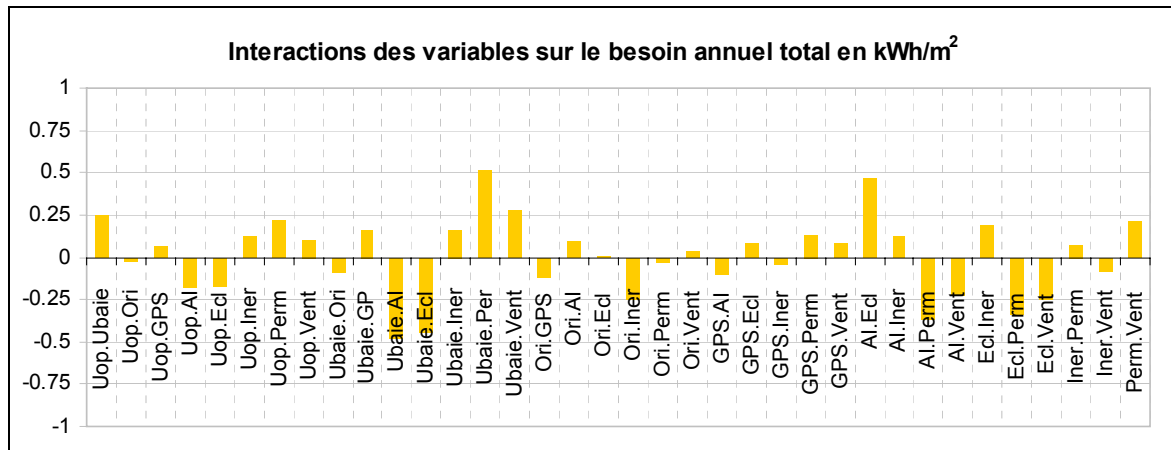


Figure 5.9 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel total à Trappes

5.5.3 Besoins annuels de chauffage, rafraîchissement et éclairage à Nice

Les tendances des effets de variables à Nice (positives ou négatives) sont identiques à celles de Trappes. La valeur des effets est plus importante pour le rafraîchissement du fait de l'augmentation des besoins. La valeur annuelle moyenne est de 54.3 kWh/m². La valeur minimale est de 35.3 kWh/m².

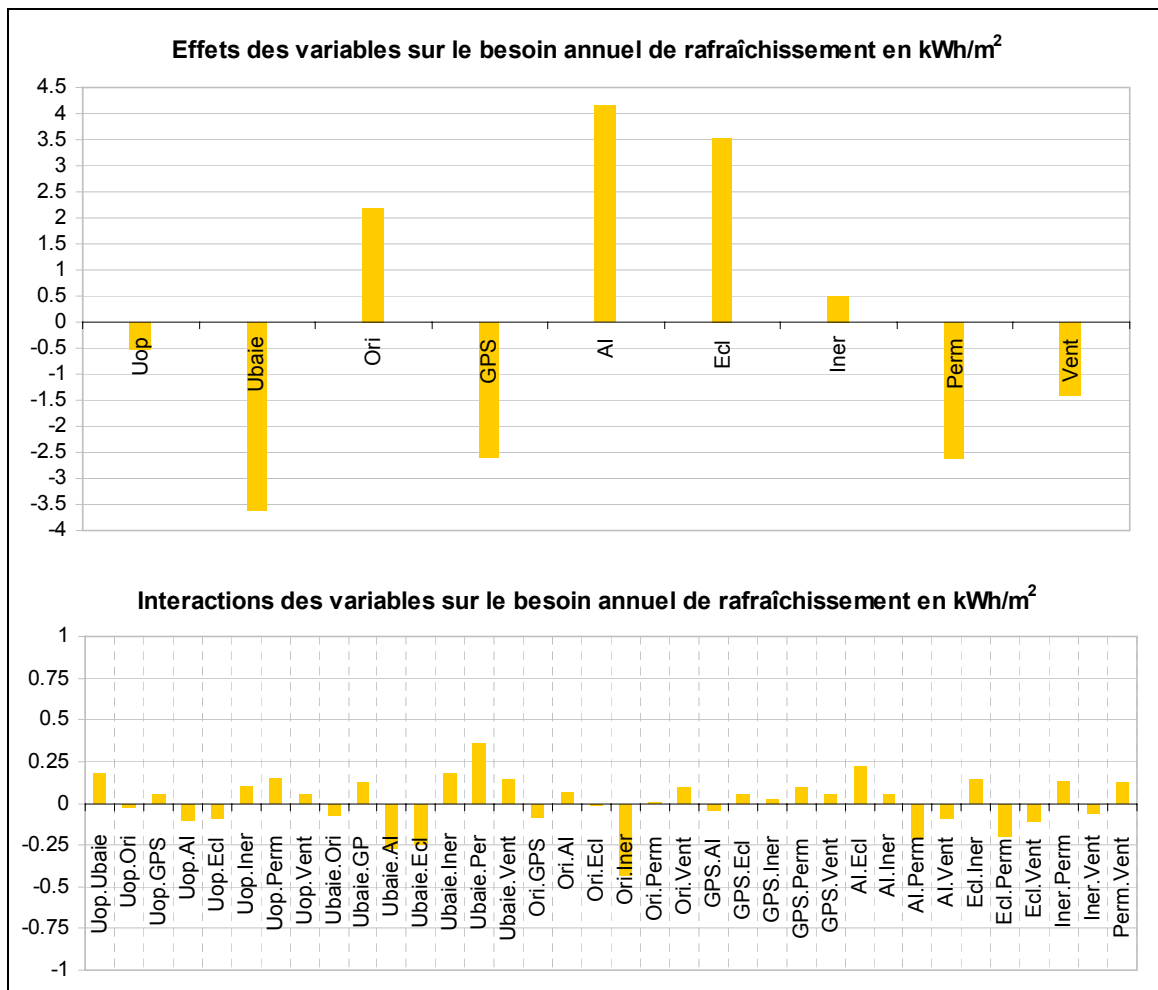


Figure 5.10 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel de rafraîchissement à Nice

La moyenne annuelle des besoins de chauffage est de 11 kWh/m². La valeur minimale est de 3 kWh/m².

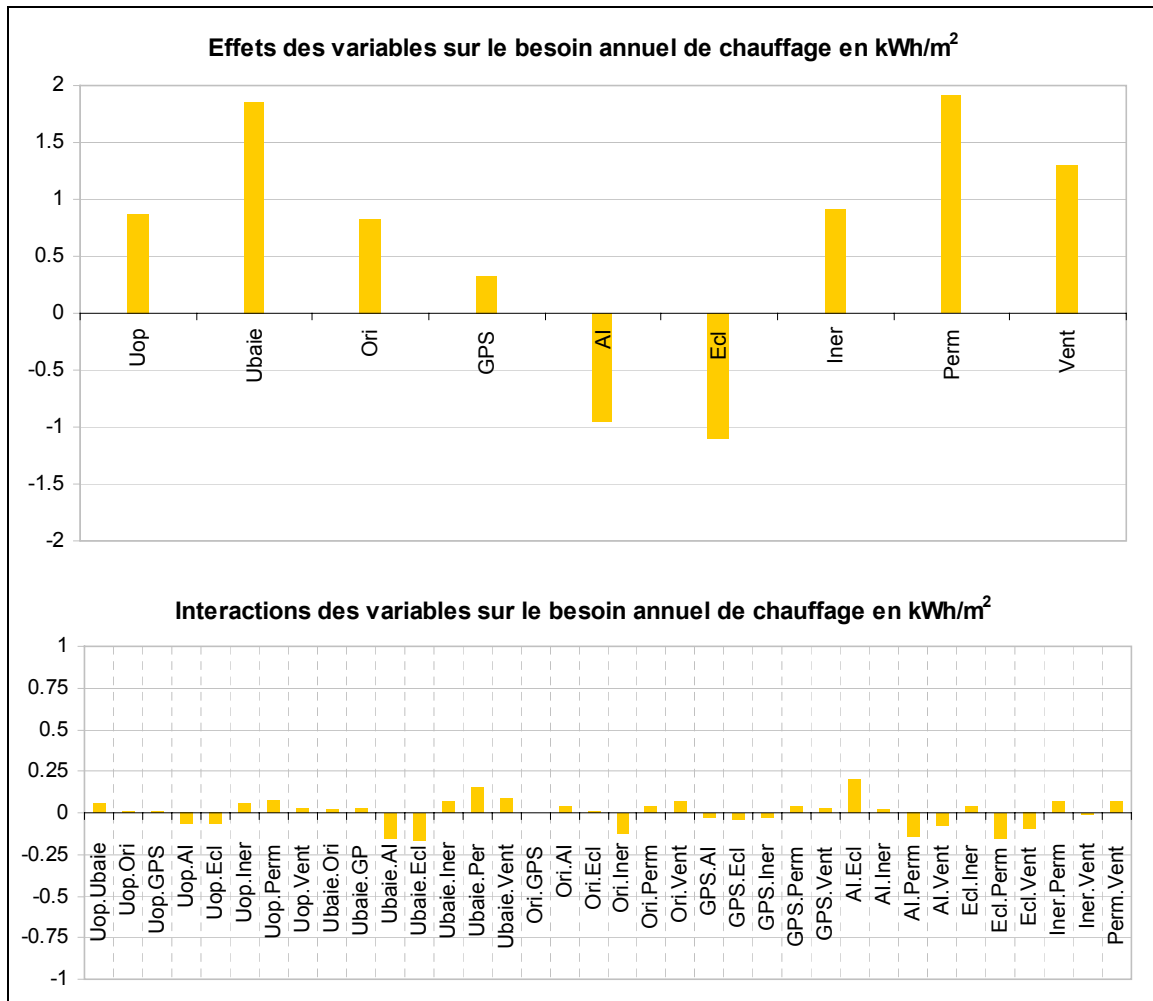
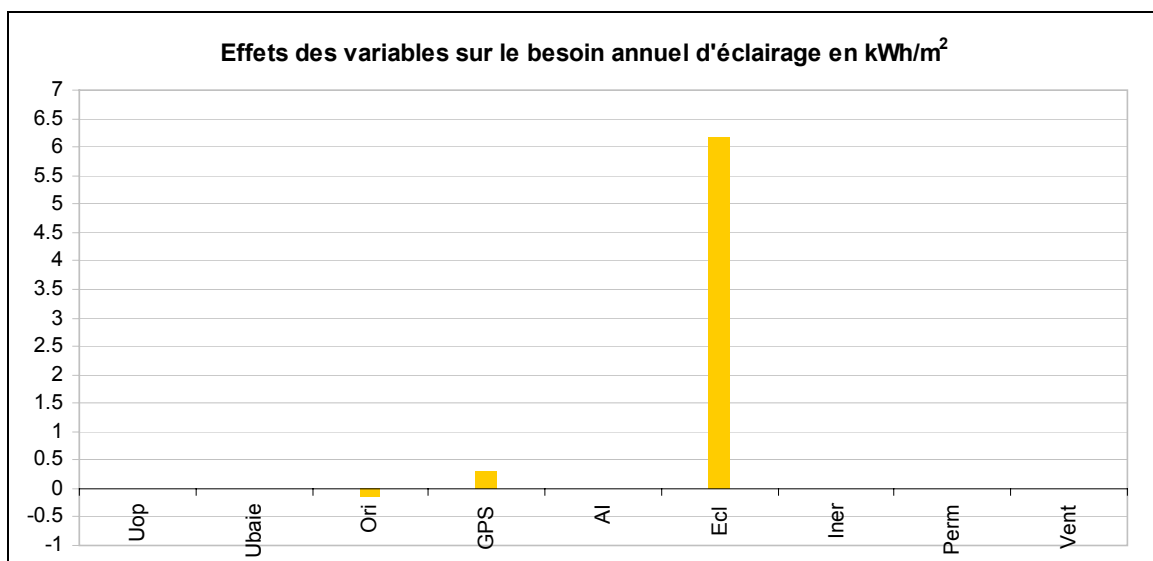


Figure 5.11 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel de chauffage à Nice

La moyenne des besoins annuels est de 24.2 kWh/m². La valeur minimale est de 17.8 kWh/m² légèrement inférieure à celle de Trappes.



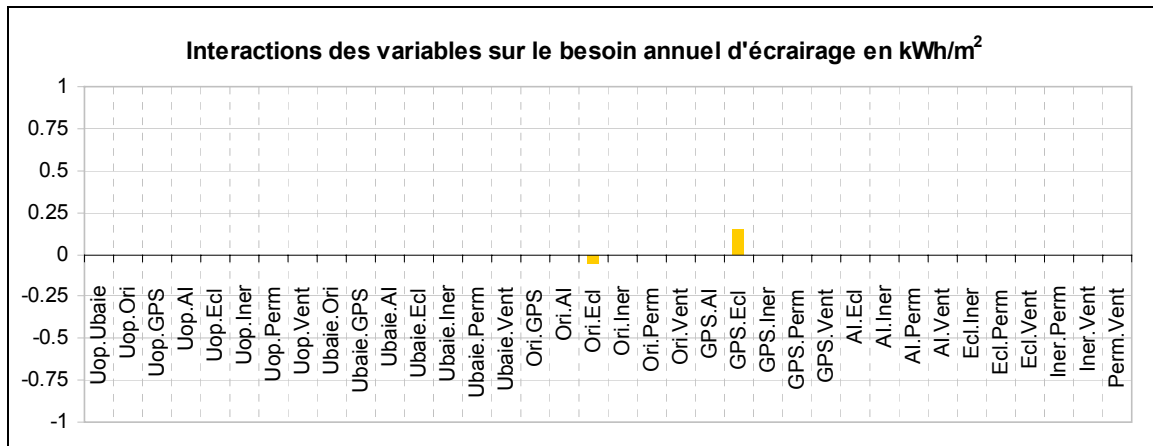
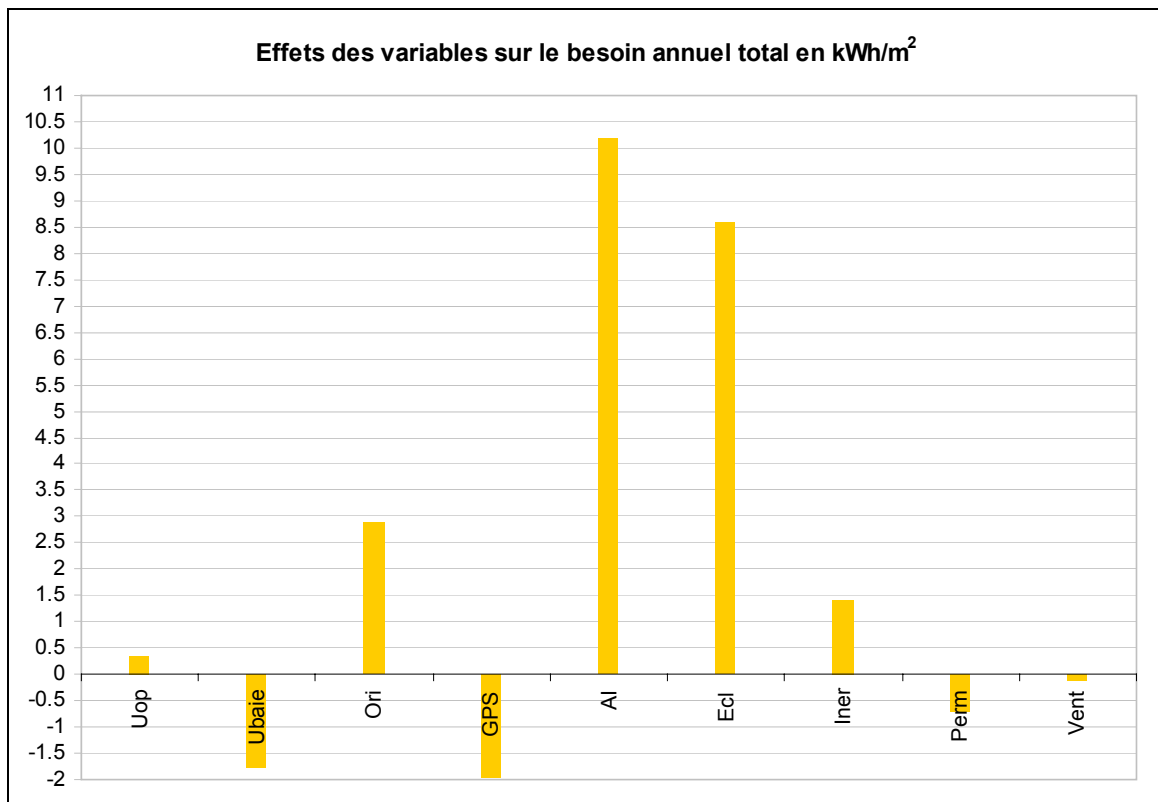


Figure 5.12 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel d'éclairage à Nice

5.5.4 Besoin annuel total à Nice

Le besoin annuel moyen de toutes les combinaisons est de 110 kWh/m². La combinaison optimale donne 83.3 kWh/m². Ceci ne vaut pas dire que la consommation à Nice sera plus qu'à Trappes du fait que la majorité des besoins sont ceux de rafraîchissement. Avec l'introduction des systèmes, la consommation sera moins importante à Nice qu'à Trappes du fait de la performance des systèmes de production de froid. Les conclusions sont différentes en énergie primaire car la production de froid est électrique et celle de chauffage fait appel au gaz.



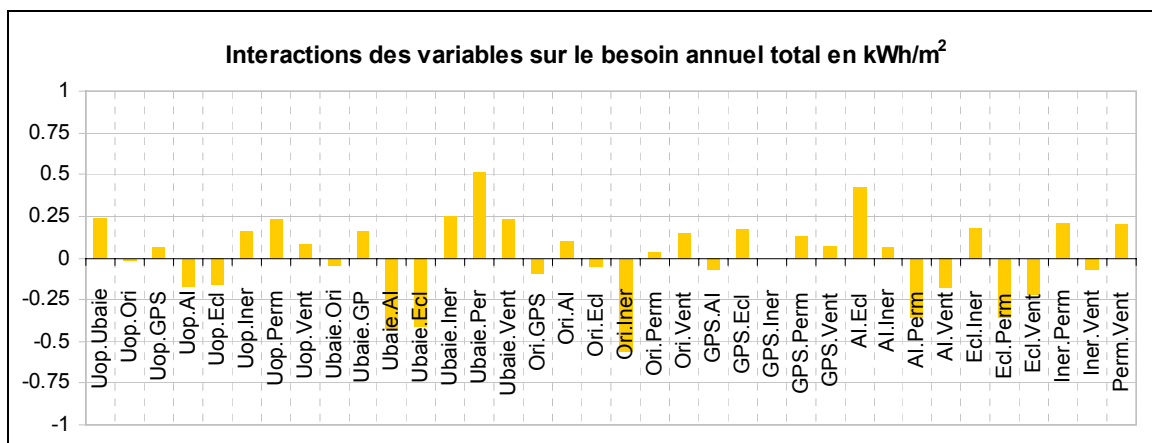


Figure 5.13 : Valeurs des effets principaux et des interactions du premier ordre par rapport au besoin annuel total à Nice

5.6 Conclusion sur les besoins pour le bâtiment type 3

La solution optimale dans les limites du plan d'expériences pour **Trappes** est la suivante (cases en orange) :

Combinaison optimale des solutions à Trappes (besoin annuel minimal)		
Paramètre	Niveau bas (-1)	Niveau haut (+1)
1. Isolation des parois opaques (toit et des murs)	Toit : 0.2 W/m².K Mur : 0.4 W/m².K	Toit : 0.4 W/m².K Mur : 0.6 W/m².K
2. Caractéristiques des surfaces vitrées	2 W/m².K	3 W/m².K
3. Orientation	Nord/Sud	Est/Ouest
4. Gestion des protections solaires	Occupant peu sensible à l'éclairage naturel	Occupant trop sensible à l'éclairage naturel
5. Ventilation	Réduction par 30% de débit hygiénique	Débit hygiénique
6. Inertie	Lourde	Moyenne
7. Perméabilité	1.2 m³/h/m² sous 4 Pa	2.4 m³/h/m² sous 4 Pa
8. Equipements de bureautique	7.5 W/m²	15 W/m²
9. Gestion et efficacité de l'éclairage	10 W/m² avec interrupteur et gradateur	18 W/m² avec interrupteur

Tableau 5.8 : Combinaison optimale des solutions à Trappes (besoin annuel minimal)

Exprimé en règles constructives, les conclusions sont les suivantes :

Pour construire ou renouveler un bâtiment dans le but d'optimiser sa consommation annuelle totale d'énergie, les gains internes doivent être à leur valeur basse, l'inertie forte et il faut une bonne gestion des protections solaires pour minimiser les besoins. D'autres paramètres influents sont ceux qui expliquent les déperditions de chaleur : forte isolation des parois transparentes et opaques, faible perméabilité. L'orientation Nord Sud des façades est plus favorable. Les conclusions et celles portant sur les autres bâtiments simulés sont consignées dans un guide à destination des maîtres d'ouvrage et concepteurs. [FIL-3 2006]

Il faut noter qu'on obtient la même combinaison pour tous les types de bâtiments de bureaux. Les bonnes solutions sont les mêmes pour tous les types de bâtiments.

La solution optimale pour **Nice** est la suivante :

Combinaison optimale des solutions à Nice (besoin annuel minimal)		
Paramètre	Niveau bas (-1)	Niveau haut (+1)
1. Isolation des parois opaques (toit et des murs)	Toit : 0.2 W/m².K Mur : 0.4 W/m².K	Toit : 0.4 W/m ² .K Mur : 0.6 W/m ² .K
2. Caractéristiques des surfaces vitrées	2 W/m ² .K	3 W/m².K
3. Orientation	Nord/Sud	Est/Ouest
4. Gestion des protections solaires	Occupant peu sensible à l'éclairage naturel	Occupant trop sensible à l'éclairage naturel
5. Ventilation	Réduction par 30% de débit hygiénique	Débit hygiénique
6. Inertie	Lourde	Moyenne
7. Perméabilité	1.2 m ³ /h/m ² sous 4 Pa	2.4 m³/h/m² sous 4 Pa
8. Equipements de bureautique	7.5 W/m²	15 W/m ²
9. Gestion et efficacité de l'éclairage	10 W/m² avec interrupteur et gradateur	18 W/m ² avec interrupteur

Tableau 5.9 : Combinaison optimale des solutions à Nice (besoin annuel minimal)

Les gains internes doivent être à leur valeur basse, l'inertie forte et il faut une bonne gestion des protections solaires pour minimiser les besoins. Les paramètres qui expliquent les déperditions par les parois opaques et les baies font très peu varier les consommations (les autres paramètres étant inchangés). L'orientation Nord Sud est plus favorable.

On notera qu'à Nice les besoins de froid sont largement supérieurs aux besoins de chauffage : 42 % contre 9 % (le reste des consommations provient à 23 % de l'éclairage et 26 % de la bureautique). De ce fait, l'isolation des parois n'est plus toujours favorable ce qu'on remarque avec la valeur de U_{baies} . Les différences de besoin entre $U_{baies} = 2 \text{ W/m}^2.\text{K}$ et $U_{baies} = 3 \text{ W/m}^2.\text{K}$ sont très faibles (idem pour U_{op}). La perméabilité forte est plus favorable à Nice car elle permet d'augmenter les infiltrations et de contribuer à la réduction de besoins de rafraîchissement majoritaires à Nice. Malgré leur effet principal non négligeable, la différence de besoins est faible entre ces solutions (Perméabilité et U_{baies} faibles ou fortes). Ceci est du à leur contribution combinée dans les interactions (positives et négatives) sur la consommation totale. En raisonnant sur le besoin de rafraîchissement ou de chauffage uniquement, l'écart de besoin est plus important.

5.7 Analyse de consommations

En passant d'une d'analyse des besoins à l'analyse des consommations, nous n'avons plus 9 variables mais 12 ou 13 variables du fait de l'ajout de variables concernant le système. Le passage de 512 simulations à 4096 simulations ou 8192 simulations a justifié le recours aux plans d'expériences fractionnaires.

L'exemple présenté dans le chapitre 4 pour illustrer l'application et le bénéfice de temps de cette méthode sur l'application bâtiment système correspond au bâtiment 3 à Trappes.

Le modèle recherché avait pour réponse la consommation totale annuelle. Mais, pour exprimer la consommation de rafraîchissement et de chauffage en fonction des différentes variables comme pour les besoins, on recherche un nouveau modèle.

5.7.1 Consommation de rafraîchissement à Trappes

Le modèle recherché est de la forme suivante :

$$C_{fr} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{fr} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + Aux + Iso \text{ rés} + EER \\ EER.Perm + EER.U_{baie} + Perm.U_{baie} + EER.AI + Perm.AI + U_{baie}.AI + EER.Aux + EER.Ecl + \\ Perm.Ecl + U_{baie}.Ecl + EER.PS + AI.Ecl + EER.Ori + EER.U_{op} + EER.Iner$$

En effet, comme le modèle est additif, l'effet négatif d'une variable sur la consommation de chauffage et positive sur la consommation de rafraîchissement rend son effet parfois négligeable sur la consommation totale. C'est le cas par exemple du paramètre représentant la gestion des protections solaires. Pour rechercher un modèle de consommation de rafraîchissement il faut prendre les interactions entre les paramètres principaux et l'efficacité de système. Dans ce modèle, l'effet du rendement de chaudière sur le rafraîchissement est nulle, ce qui permet d'écarter ce paramètre et toutes les interactions liées.

L'annexe 5C donne les étapes pour attribuer les actions aux colonnes de la table de Taguchi (L_{32})³¹, le degré de liberté du modèle est de 28 (1 moyenne, 12 variables et 15 interactions). Il faut indiquer que ce modèle et comme celui relatif au chauffage a subi la même procédure de vérification que le modèle de consommation totale par rapport à un plan factoriel complet et pour plusieurs climats et types de bâtiment.

La validation de ce modèle sur la totalité des expériences du plan factoriel complet est présentée sous forme graphique :

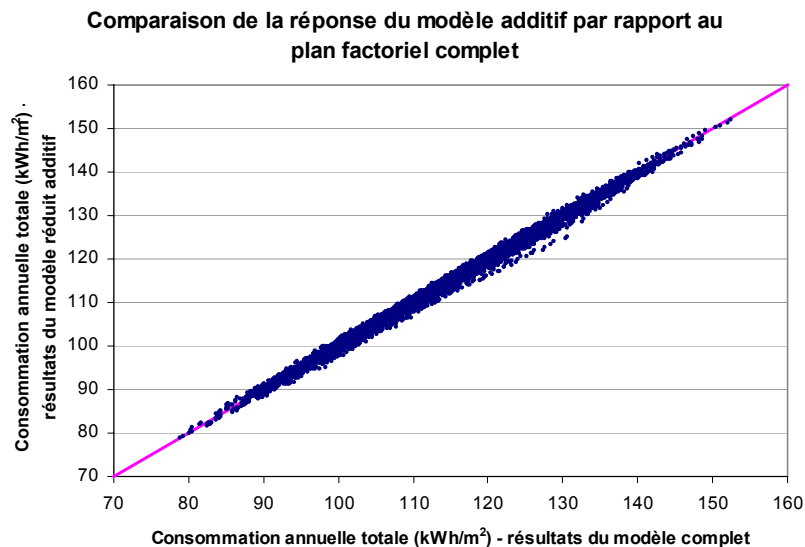


Figure 5.14 : Précision du « modèle réduit additif » par rapport au plan complet

La moyenne des écarts est égale à 0.66. Un modèle sans interactions donne les résultats suivants comparés avec ce qui précède :

	$-1 \% \leq \text{Ecart} \leq 1 \%$	$-3 \% \leq \text{Ecart} < -1 \%$ $1 \% < \text{Ecart} \leq 3 \%$	$-5 \% \leq \text{Ecart} < -3 \%$ $3 \% < \text{Ecart} \leq 5 \%$	$\text{Ecart} > 5 \%$ $\text{Ecart} < -5 \%$
Nombre de simulations (total = 8192)	6840	1330	22	0
%	83.50 %	16.24 %	0.26 %	0 %

On rappelle que dans le modèle de consommation totale on s'est contenté de 8 interactions et on a obtenu une précision satisfaisante. Pour le modèle de rafraîchissement et de chauffage, on a recherché les interactions sensibles du modèle.

La Figure 5.15 présente la variation des effets principaux et des interactions du modèle pour le bâtiment type 3 à Trappes :

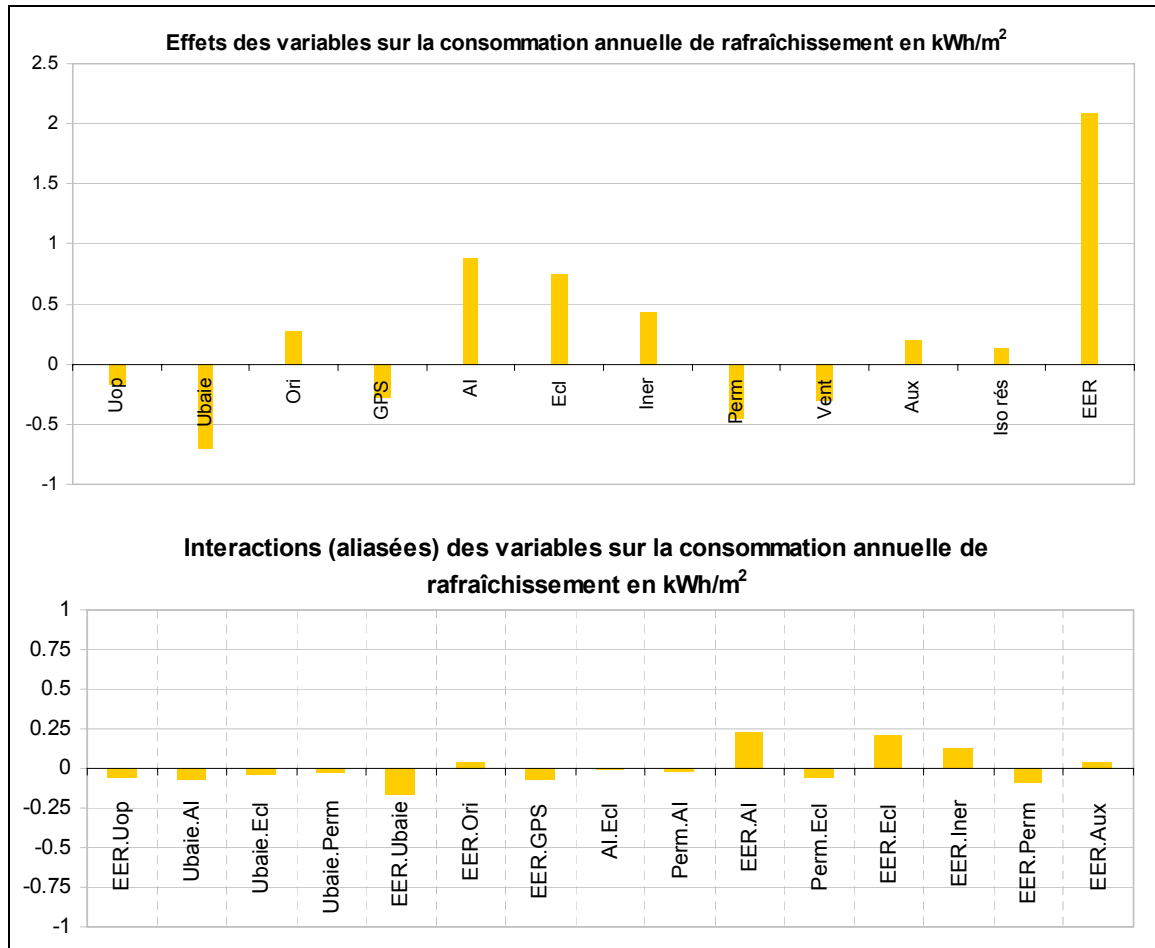


Figure 5.15 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de rafraîchissement à Trappes

Il est évident que l'EER a le plus grand effet. Sa variation entraîne un effet et des interactions directes sur la consommation du système. Les apports internes (équipements de bureautique, d'éclairage) et les apports externes (U_{baie}) sont toujours les paramètres à optimiser dans les bâtiments de bureaux. Les interactions indiquées sur le graphique sont aliasées avec d'autres interactions estimées moins importantes par leur signification physique. La table d'alias est donnée en annexe 5C.

La moyenne annuelle de la consommation de rafraîchissement est de 7.78 kWh/m^2 , la valeur minimale est de 2.27 kWh/m^2

5.7.2 Consommation de chauffage à Trappes

Le modèle recherché est de la forme suivant :

$$C_{ch} (\text{kWh/m}^2) = M_{ch} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + Aux + Iso \text{ rés} + \\ \text{Rend ch} + \text{Rend ch.U}_{op} + \text{AI.U}_{baie} + \text{Ubaie.Ecl} + \text{Ubaie.Perm} + \text{Rend ch.U}_{baie} + \text{AI.Ecl} + \text{AI.Perm} + \\ \text{Rend ch.AI} + \text{Ecl.Perm} + \text{Rend ch.Ecl} + \text{Rend ch.Iner} + \text{Rend ch.Perm} + \text{Rend ch.Vent} + \text{Rend ch.Aux} + \text{Rend ch.Iso rés}$$

L'annexe 5C donne la table alias des interactions du modèle.

Cette fois l'EER n'a aucun effet sur la consommation de chauffage et c'est le rendement de chaudière qui est la variable la plus influente.

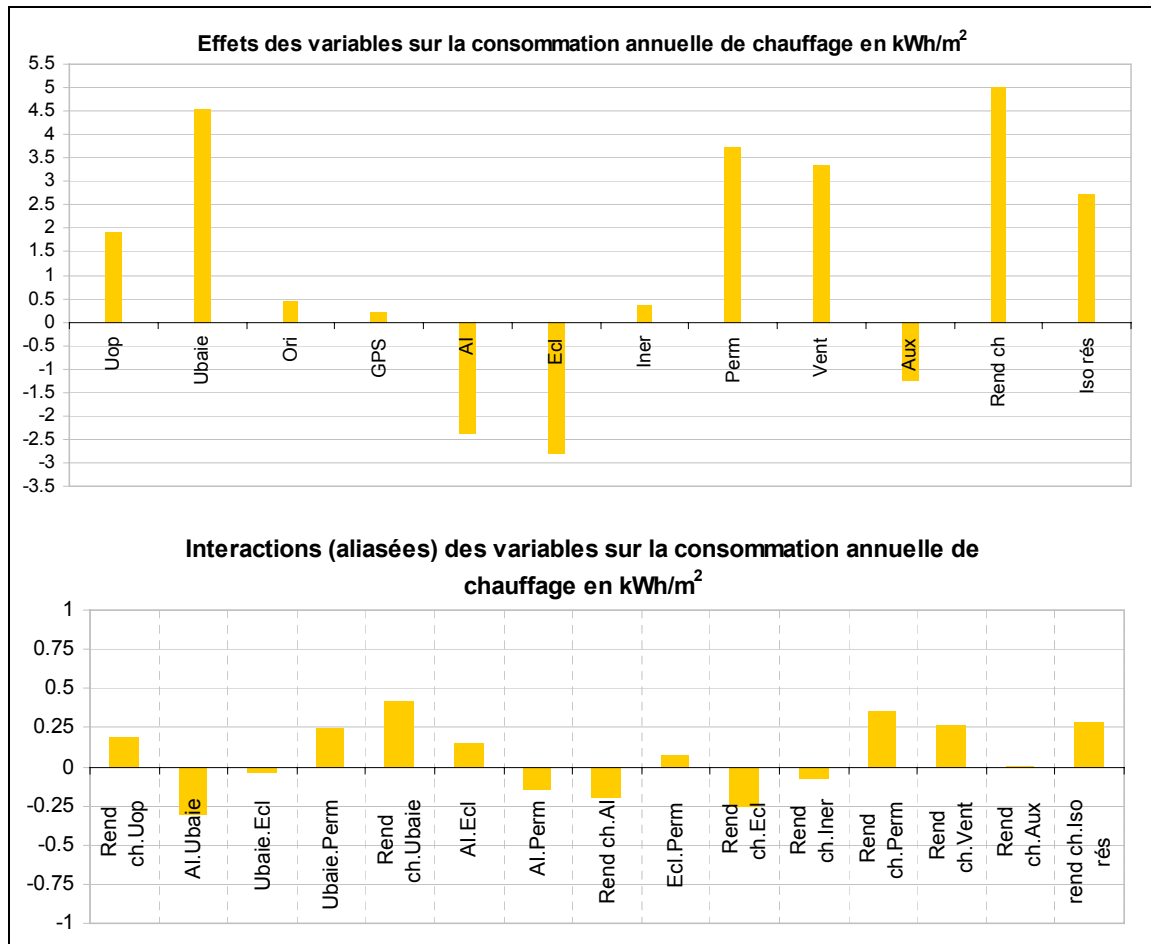


Figure 5.16 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de chauffage à Trappes

Les éléments représentant les déperditions de chaleur sont importants. Le rendement de chaudière est essentiel pour diminuer les consommations de chauffage. De mauvais équipements de bureautique et éclairage contribuent à la diminution de consommations de chauffage. Une réduction du débit d'air neuf et une augmentation des infiltrations se révèlent nécessaire pour optimiser la consommation de chauffage.

La consommation annuelle moyenne est de 47.97 kWh/m², la consommation minimale est de 21.9 kWh/m².

5.7.3 Consommation annuelle d'éclairage à Trappes

Les éléments qui agissent sur l'éclairage sont :

- la gestion des protections solaires
- l'orientation des façades vitrées
- l'efficacité et gestion d'éclairage

Les autres éléments n'ayant aucun effet sur la consommation annuelle d'éclairage, le modèle recherché est donc :

$$C_{\text{Ecl}} (\text{kWh/m}^2) = M_{\text{Ecl}} + \text{Ecl} + \text{GPS} + \text{Ori} + \text{Ecl.GPS} + \text{Ecl.Ori} + \text{GPS.Ori}$$

Le modèle recherché a donc 7 degrés de liberté (1 pour la moyenne, 3 pour les facteurs et 3 pour les interactions), on a recours à la table $L_8 (2^7)$ de Taguchi. La procédure complète est expliquée en annexe 5 C.

Les consommations obtenues avec une précision totale par rapport à la réponse réelle (pas des interactions aliasées). La consommation annuelle moyenne est de 26 kWh/m², la consommation minimale est de 19.26 kWh/m².

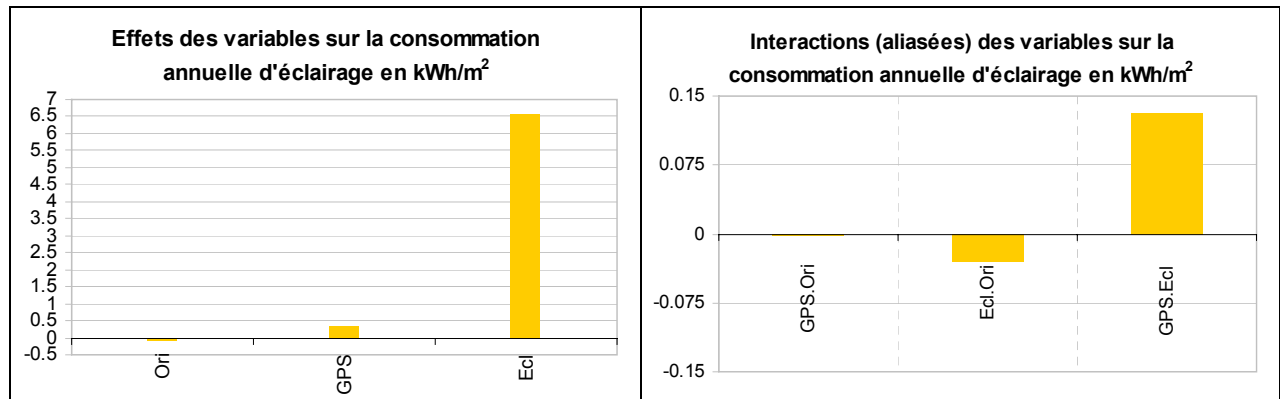


Figure 5.17 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de chauffage à Trappes

5.7.4 Consommation annuelle des auxiliaires à Trappes

Les auxiliaires sont divisés en trois types :

- ventilateurs d'air neuf (CTA et extracteurs)
- ventilateurs des unités terminales
- pompes de distribution

Pour les premiers, les seuls facteurs ayant des effets sont : la gestion de la ventilation et le rendement des ventilateurs. Donc il existe une seule interaction et nous utilisons donc une table $L_4 (2^3)$ de Taguchi (annexe 5C)

Le modèle recherché est : $C_{aux-CTA} (kWh/m^2) = M_{aux-CTA} + Vent + Aux + Vent.Aux$

La consommation annuelle moyenne est de 3.55 kWh/m², la consommation minimale est de 2.19 kWh/m².

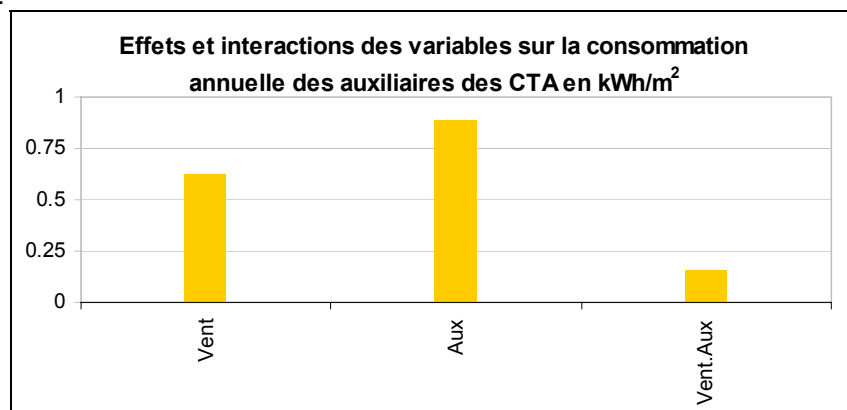


Figure 5.18 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de consommation de ventilateurs d'air neuf à Trappes

Pour les deuxièmes, plusieurs facteurs ont un effet car la gestion des ventilateurs des unités terminales est associée à la demande thermique, elles fonctionnent en heures de chauffage ou de rafraîchissement. Un modèle de 11 facteurs et 11 interactions est proposé. (annexe 5C)

$$C_{\text{aux-term}} (\text{kWh/m}^2) = M_{\text{aux-term}} + U_{\text{op}} + U_{\text{baie}} + \text{Ori} + \text{GPS} + \text{AI} + \text{Ecl} + \text{Iner} + \text{Perm} + \text{Vent} + \text{Aux} + \text{Iso rés} + U_{\text{op.Aux}} + \text{Iner.U}_{\text{baie}} + \text{Perm.U}_{\text{baie}} + U_{\text{baie.Aux}} + \text{Iner.AI} + \text{AI.Aux} + \text{Ecl.Aux} + \text{Iner.Aux} + \text{Perm.Aux} + \text{Vent.Aux} + \text{Aux.Iso rés}$$

La consommation annuelle moyenne est de 6.71 kWh/m², la consommation minimale est de 4.19 kWh/m².

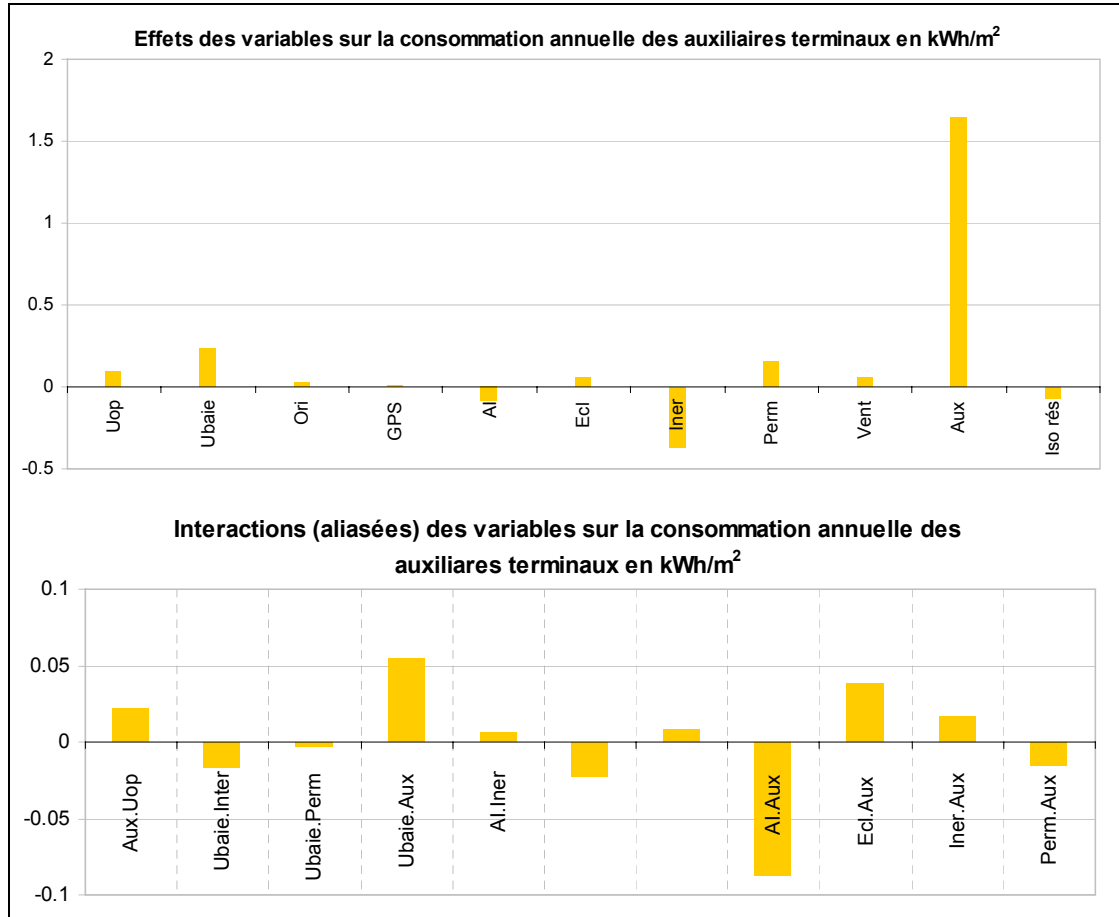


Figure 5.19 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle des auxiliaires terminaux à Trappes

Pour le troisième type d'auxiliaires, le seul facteur qui influence significativement la consommation des pompes de réseau est leur rendement. L'effet de cette variable est de 0.39 kWh/m² pour le bâtiment étudié.

5.7.5 Consommation annuelle des équipements électriques à Trappes

La seule variable qui influence ces consommations est l'efficacité des équipements. L'effet annuel de « AI » est de 7kWh/m², la consommation annuelle moyenne est de 21 kWh/m².

5.7.6 Consommation annuelle totale à Trappes

Pour récapituler, la consommation annuelle totale issue d'un modèle très simplifié (chapitre 4, 12 variables, 5 interactions) est comparée avec la somme des effets des sous modèles. On retrouve les valeurs des effets avec une précision satisfaisante. La comparaison au niveau des interactions nécessite de procéder à plus de simulations pour désaliaser, on ne procède pas à cette étape.

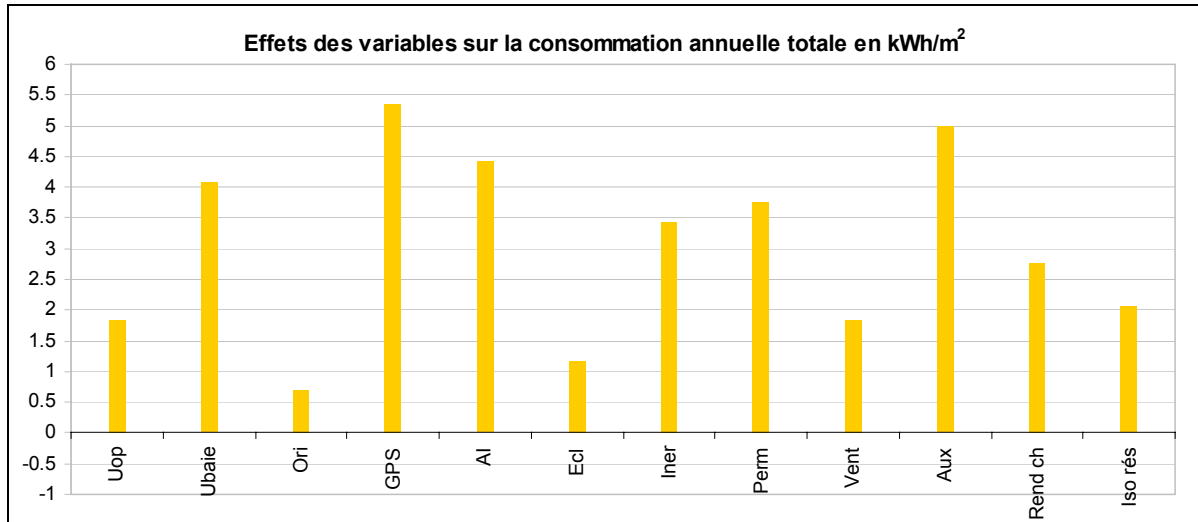


Figure 5.20 : Valeurs des effets principaux du modèle de consommation annuelle totale à Trappes

Récapitulons les formes de sous modèles de consommations décrits ci-dessus :

$$C_{fr} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{fr} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + Aux + Iso \text{ rés} + EER.Perm + EER.U_{baie} + Perm.U_{baie} + EER.AI + Perm.AI + U_{baie}.AI + EER.Aux + EER.Ecl + Perm.Ecl + U_{baie}.Ecl + EER.PS + AI.Ecl + EER.Ori + EER.Uop + EER.Iner$$

$$C_{ch} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{ch} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + Aux + Iso \text{ rés} + Rend \text{ ch}.Uop + AI.U_{baie} + U_{baie}.Ecl + U_{baie}.Perm + Rend \text{ ch}.U_{baie} + AI.Ecl + AI.Perm + Rend \text{ ch}.AI + Ecl.Perm + Rend \text{ ch}.Ecl + Rend \text{ ch}.Iner + Rend \text{ ch}.Perm + Rend \text{ ch}.Vent + Rend \text{ ch}.Aux + Rend \text{ ch}.Iso \text{ rés}$$

$$C_{Ecl} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{Ecl} + Ecl + GPS + Ori + Ecl.GPS + Ecl.Ori + GPS.Ori$$

$$C_{aux-CTA} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{aux-CTA} + Vent + Aux + Vent.Aux$$

$$C_{aux-term} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{aux-term} + U_{op} + U_{baie} + Ori + GPS + AI + Ecl + Iner + Perm + Vent + Aux + Iso \text{ rés} + U_{op}.Aux + Iner.U_{baie} + Perm.U_{baie} + U_{baie}.Aux + Iner.AI + AI.Aux + Ecl.Aux + Iner.Aux + Perm.Aux + Vent.Aux + Aux.Iso \text{ rés}$$

$$C_{aux-rés} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{aux-rés} + Aux$$

$$C_{AI} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = M_{AI} + AI$$

En représentation schématique :

Choix des facteurs du modèle paramétrique pour chaque poste de consommation

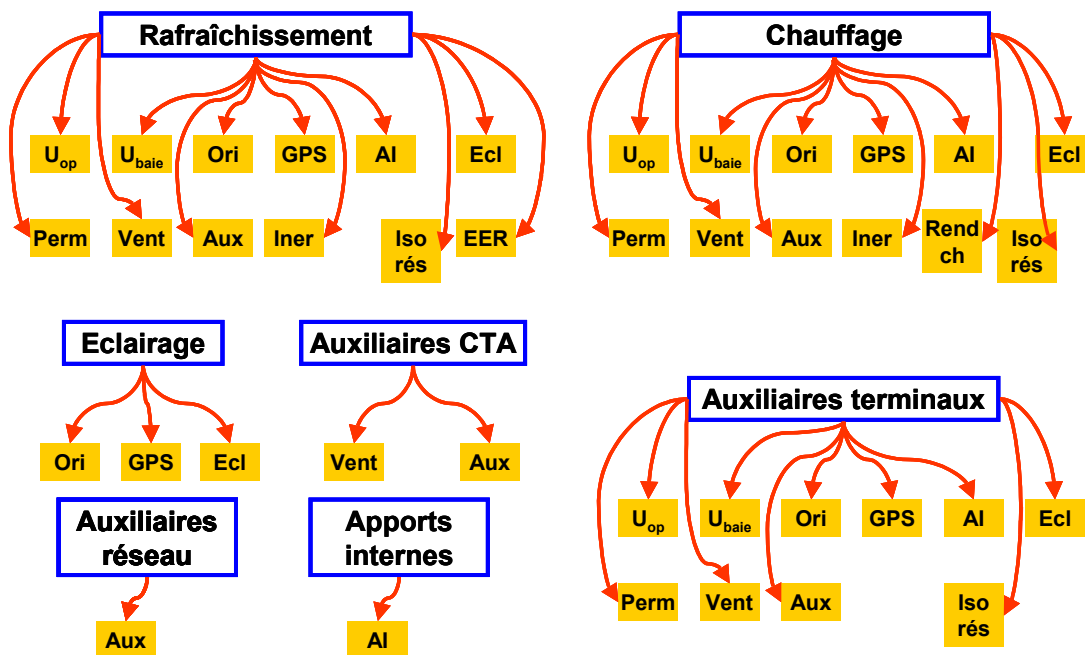


Figure 5.21 : Facteurs considérés des modèles des postes consommatrices

On peut déduire d'après ces sous modèles la consommation totale :

$$C_{\text{tot}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} = C_{\text{fr}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{ch}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{Ecl}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{aux-CTA}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{aux-term}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{aux-rés}} \text{ (kWh/m}^2\text{)} + C_{\text{AI}} \text{ (kWh/m}^2\text{)}$$

On remarque que le modèle critique de 5 interactions présentées dans le chapitre précédent comparé avec un plan complet est d'une très grande précision, on retrouve la moyenne et les effets avec une très bonne précision. Ceci est confirmé dans la Figure 5.22 qui compare les effets obtenus par le modèle paramétrique de consommation totale avec ceux obtenus par le modèle additif des différentes postes consommatrices.

**Comparaison des effets principaux entre modèle additif des consommations
et modèle de consommation totale (en kWh/m²)**

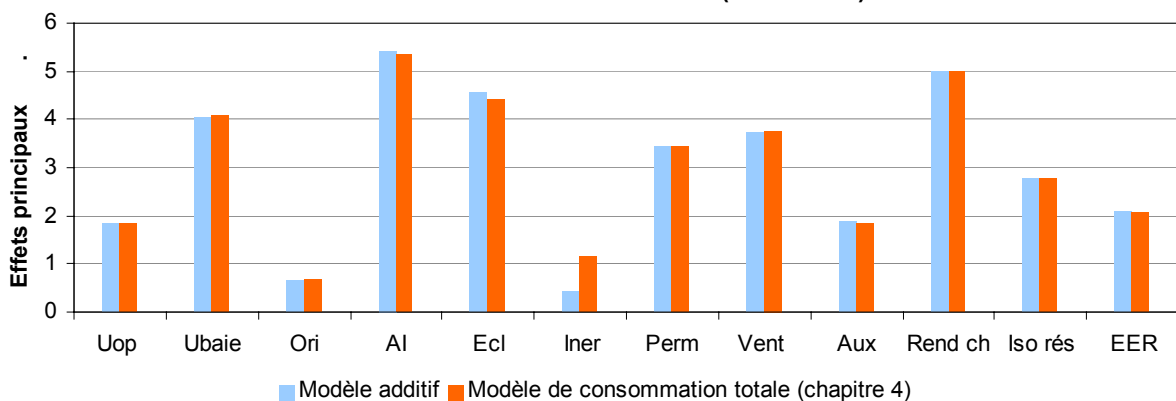


Figure 5.22 : Comparaison des effets principaux entre le modèle obtenu d'après la somme des postes consommatrices et le modèle de consommation totale élaboré précédemment (chapitre 4)

Récapitulatif des valeurs des effets et interactions des modèles des postes consommatrices en kWh/m ²								
	C _{fr}	C _{ch}	C _{Ecl}	C _{aux-CTA}	C _{aux-term}	C _{aux-rés}	C _{AI}	Somme
M	7.78	47.96	26.05	3.55	6.71	1.55	21	114.6
U _{op}	- 0.18	1.91			0.10			1.83
U _{baie}	- 0.71	4.53			0.24			4.06
Ori	0.28	0.44	- 0.09		0.02			0.65
GPS	- 0.29	0.21	0.31		0.01			0.24
AI	0.88	- 2.38			- 0.08		7.00	5.42
Ecl	0.75	- 2.82	6.55		- 0.06			4.85
Iner	0.44	0.36			0.37			0.74
Perm	- 0.45	3.71			0.16			3.42
Vent	- 0.31	3.35		0.62	0.06			3.72
Aux	0.20	- 1.26		0.89	1.65	0.39		0.22
Rend ch		5.00						5
Iso rés	0.13	2.73			- 0.07			2.79
EER	2.09							2.09
EER.Perm	- 0.097							
EER.U _{baie}	- 0.165							
Perm.U _{baie}	- 0.030	0.245			- 0.003			
EER.AI	0.234							
Perm.AI	- 0.017	- 0.149						
U _{baie} .AI	- 0.072	- 0.309						
EER.Aux	0.043							
EER.Ecl	0.205							
Perm.Ecl	- 0.064	0.082						
U _{baie} .Ecl	- 0.040	- 0.032						
EER.PS	- 0.069							
AI.Ecl	- 0.012	0.154						
EER.Ori	0.043							
EER.Uop	- 0.067							
EER.Iner	0.121							
Rend ch.Uop		0.194						
Rend ch.U _{baie}		0.416						
Rend ch.AI		- 0.198						
Rend ch.Ecl		- 0.259						
Rend ch.Iner		- 0.075						
Rend ch.Perm		0.360						
Rend ch.Vent		0.261						
Rend ch.Aux		0.0003						
Rend ch.Iso rés		0.290						
Ecl.GPS			0.131					
Ecl.Ori			- 0.031					
GPS.Ori			- 0.002					
Vent.Aux				0.157	0.016			
Uop.Aux					0.021			
Iner.U _{baie}					- 0.016			
U _{baie} .Aux					0.054			
Iner.AI					0.006			
AI.Aux					- 0.022			
Ecl.Aux					0.008			
Iner.Aux					- 0.087			
Perm.Aux					0.038			
Aux.Iso rés					- 0.015			

Figure 5.23 : Récapitulatif des valeurs des effets et interactions des modèles des postes consommatrices en kWh/m²

Le modèle détaillant chaque poste sous forme d'expression paramétrique est plus avantageux que le modèle de consommation totale. Il permet de comprendre comment les variables agissent sur chaque poste, d'obtenir les consommations par poste et ensuite de calculer la consommation en énergie primaire.

Pour trouver la **consommation en énergie primaire** il suffit de regrouper les consommations électriques et en première approximation de les multiplier par un facteur de 2.58 (RT2005) retenu dans la réglementation française et de regrouper les consommations de gaz.

5.7.7 Consommations à Nice

En retenant les modèles précédents, on se limite aux modèles de rafraîchissement et de chauffage à Nice, on obtient :

La consommation annuelle moyenne de rafraîchissement est de 16.4 kWh/m², la consommation minimale est de 7.54 kWh/m². L'effet de l'EER est plus apparent dû à l'augmentation de la consommation de rafraîchissement par rapport à Trappes.

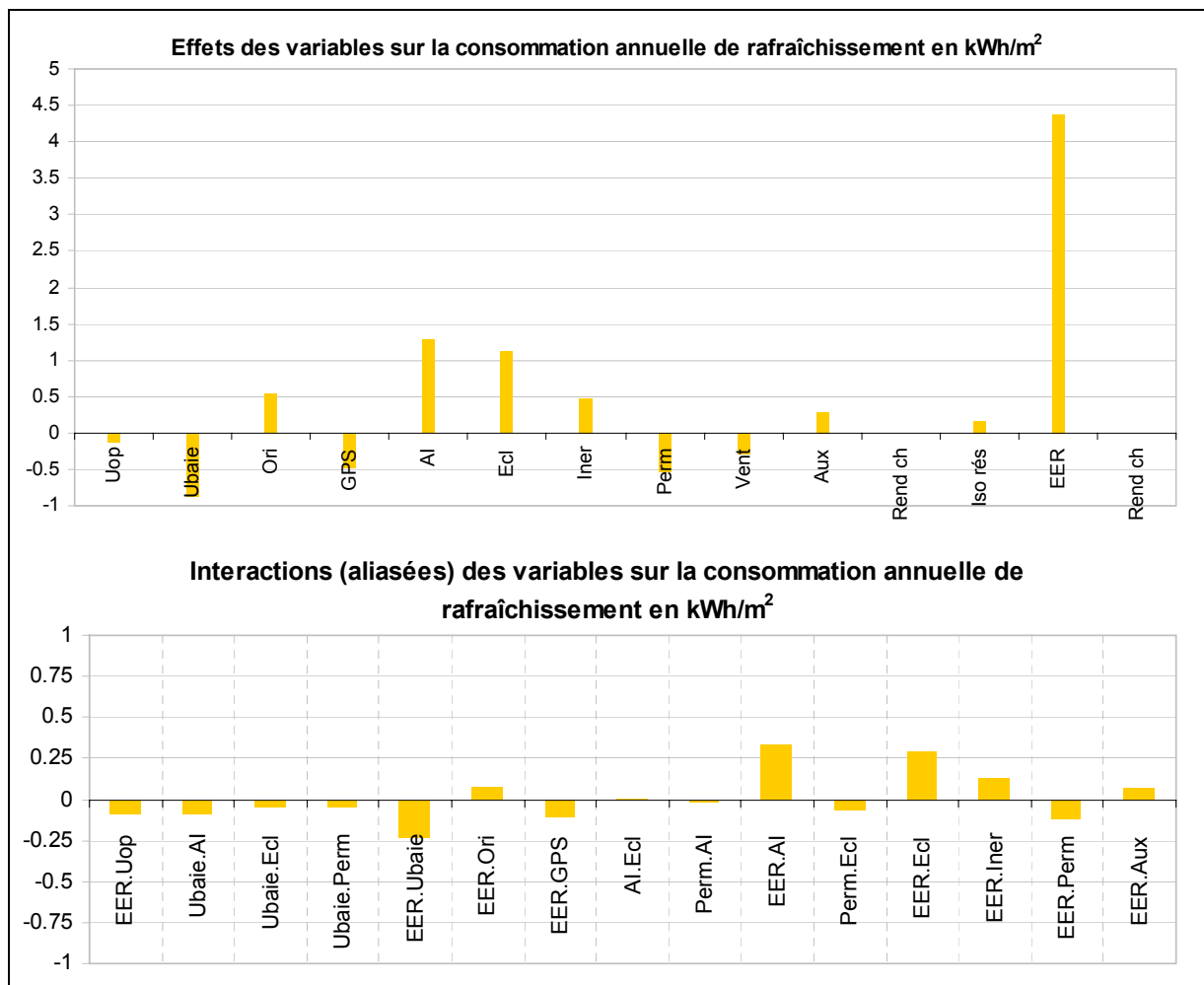


Figure 5.24 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de rafraîchissement à Nice

La consommation annuelle moyenne de chauffage est de 21.2 kWh/m², la consommation minimale est de 9.33 kWh/m². L'isolation de la distribution, du rendement de chaudière de la transmittance thermique des vitrages sont les variables les plus influentes.

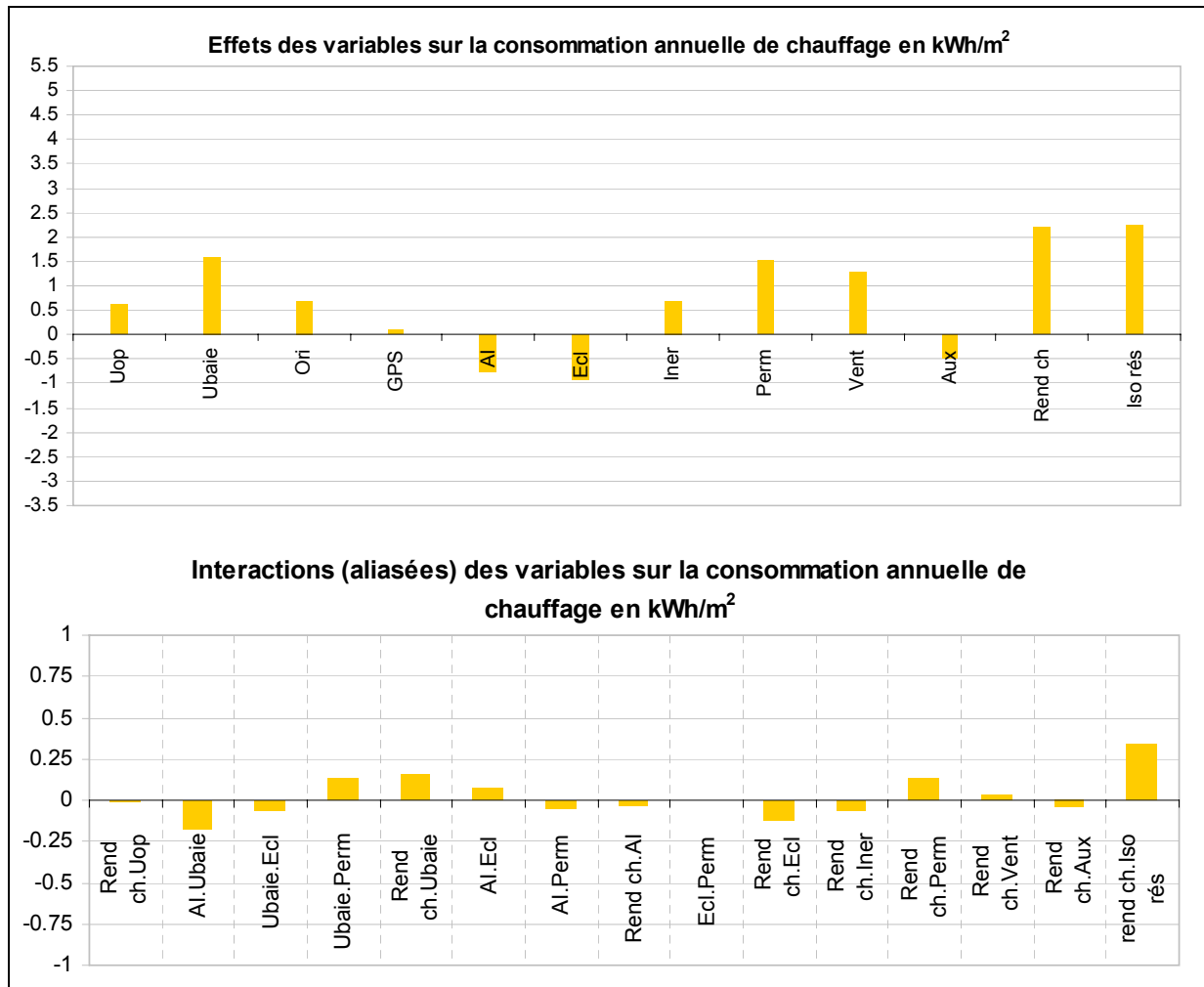


Figure 5.25 : Valeurs des effets principaux et des interactions du modèle de consommation annuelle de chauffage à Nice

5.8 Etude pour neuf stations météo

Comme on l'a indiqué dans le chapitre 2, le choix de deux régions climatiques a été justifié par le poids de systèmes répandus dans ces régions et pour donner la différence entre deux climats représentatifs (froid et relativement chaud) sans alourdir le plan d'expériences et compliquer la méthode de dimensionnement.

Pour donner une idée indicative sur la consommation dans neuf régions climatiques (Trappes, Rennes, Nancy, La Rochelle, Macon, Agen, Carpentras, Limoges et Nice), on reprend neuf régions climatiques pour comparer les consommations.

Nous gardons la solution optimale et la taille du système de Trappes pour Rennes, Nancy, La Rochelle, Mâcon et celle de Nice pour Agen, Carpentras, Limoges. Nous vérifions le respect de la température intérieure.

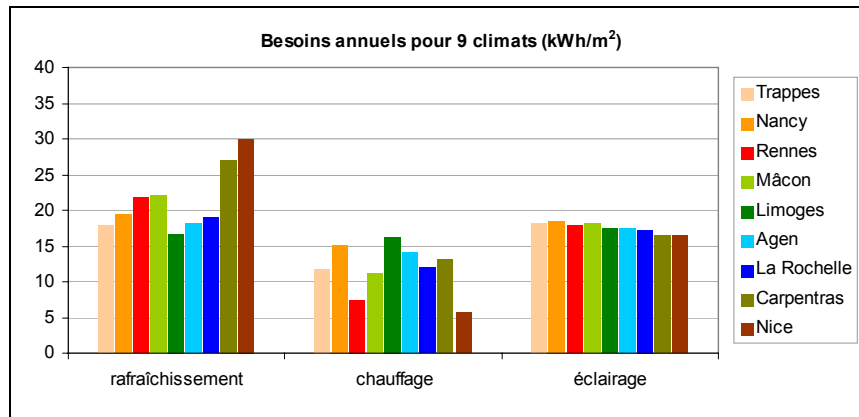


Figure 5.26 : Variations des besoins annuels dans différentes régions climatiques

Nous réalisons une variété de simulations pour ces différents climats avec l'aide des plans réduits et après validation, on constate que la solution optimale reste quasiment la même. On retient à partir de la Figure 5.26 le cas extrême de Nancy pour vérifier si la solution optimale est modifiée. On lance donc un plan d'expériences avec 12 variables, 8 interactions et 1 moyenne. D'après le modèle paramétrique obtenu, on constate que la combinaison optimale en consommation annuelle totale obtenue à Nancy est celle de Trappes. Le modèle paramétrique pour Nancy est :

M _{tot}	U _{op}	U _{baie}	Ori	AI	Ecl	Iner	Perm	Vent	Aux	Rend ch	Iso rés	EER
111.1	0.46	1.76	0.19	8.8	8.62	1.07	1.84	3.82	2.35	3.14	3.62	3.09
EER.Perm	Perm.AI	Ubaie.AI	EER.Aux	Ubaie.Ecl	EER.PS	Ecl Vent	rend ch.Iso rés	-	-	-	-	-
0.4	-0.36	-0.24	-0.61	-0.42	0.54	-0.29	0.62	-	-	-	-	-

Avec tous les niveaux à (-1) la solution optimale donne 72 kWh/m² en consommation annuelle totale. Bien que les répartitions de consommations changent, la solution optimale de Trappes reste inchangée pour Nancy ce qui justifie a posteriori la limitation à deux climats représentatifs dans cette thèse.

Les valeurs de consommations minimales et les répartitions de consommation de chauffage et de rafraîchissement sont données dans les figures suivantes.

Nancy et Nice restent les régions les plus consommatrices en chauffage et rafraîchissement respectivement.

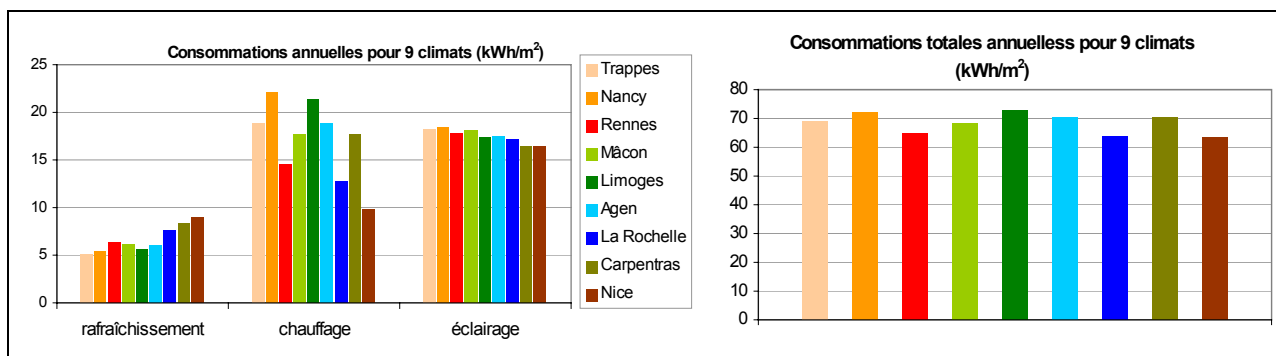


Figure 5.27 : Variations des consommations annuelles minimales dans différentes régions climatiques

5.9 Etude des gestions

Dans cette partie, on présente des résultats significatifs pour **des modes de gestion différents qui n'apparaissent pas dans notre plan d'expériences** puisqu'ils s'apparentent à des systèmes différents.

Cette étude de sensibilité est réalisée pour la combinaison optimale du bâtiment pour montrer le niveau minimal de consommation que l'on peut atteindre.

5.9.1 Gestion du fonctionnement des ventilateurs

Toutes les solutions supposent une optimisation de la gestion de fonctionnement des ventilateurs qui consiste à arrêter les ventilateurs des unités locales ou centrales pendant la nuit (en inoccupation) et en l'absence de besoin thermique.

Pour la solution ventilo convecteurs, la Figure 5.28 illustre l'intérêt d'arrêter les ventilateurs locaux et centraux en inoccupation (en l'absence de besoin). En comparant les deux cas les plus extrêmes, on peut constater les différences suivantes :

- une diminution de 20.7 % de la consommation annuelle en énergie primaire (de 186.7 à 148 kWh/m²)
- une diminution de **27.8 % de la consommation annuelle totale** (de 95.5 à 68.9 kWh/m²)
- une diminution de 50 % de la consommation annuelle de chauffage (de 37.8 à 18.9 kWh/m²)
- une augmentation de 33.3 % de la consommation annuelle de rafraîchissement (de 3.9 à 5.2 kWh/m²)
- une diminution de 60.2 % de la consommation annuelle des auxiliaires locaux (de 9.3 à 3.7 kWh/m²)
- une diminution de 58.6 % de la consommation annuelle des auxiliaires de préparation d'air neuf (de 5.8 à 2.4 kWh/m²)

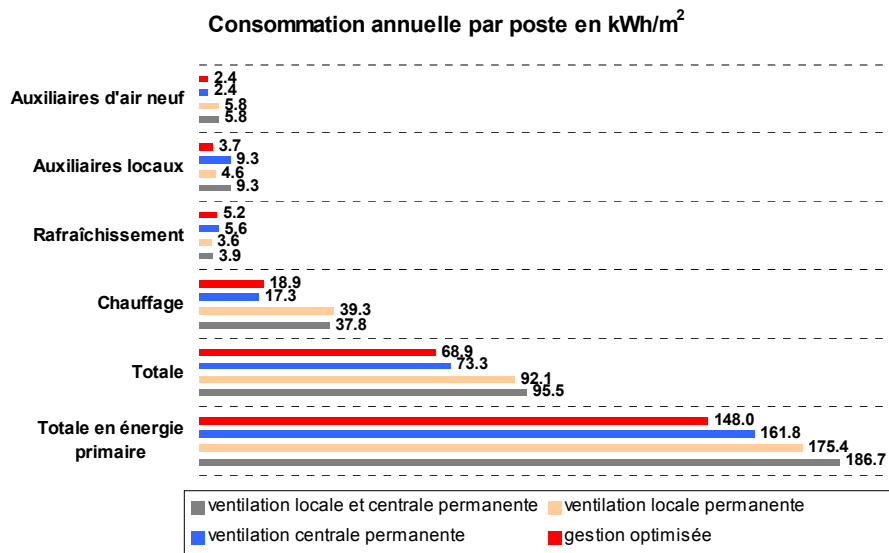


Figure 5.28 : Comparaison des consommations selon la gestion des ventilateurs des convecteurs (bâtiment 1a optimisé à Trappes)

Dans le cas d'un système à débit d'air constant (DAC), la Figure 5.29 montre le gain de consommation dû à l'arrêt des ventilateurs. La comparaison de cette gestion avec un fonctionnement permanent donne :

- une diminution de 19 % de la consommation annuelle en énergie primaire (de 193.2 à 156.6 kWh/m²)
- **une diminution de 14.2 % de la consommation annuelle totale** (de 82.8 à 71.2 kWh/m²)
- une augmentation de 38.7 % de la consommation annuelle de chauffage (de 12.9 à 17.3 kWh/m²)
- une diminution de 22.7 % de la consommation annuelle de rafraîchissement (de 2.2 à 1.7 kWh/m²)
- une diminution de 55.6% de la consommation annuelle des auxiliaires de préparation d'air neuf (de 27.7 à 12.3 kWh/m²)

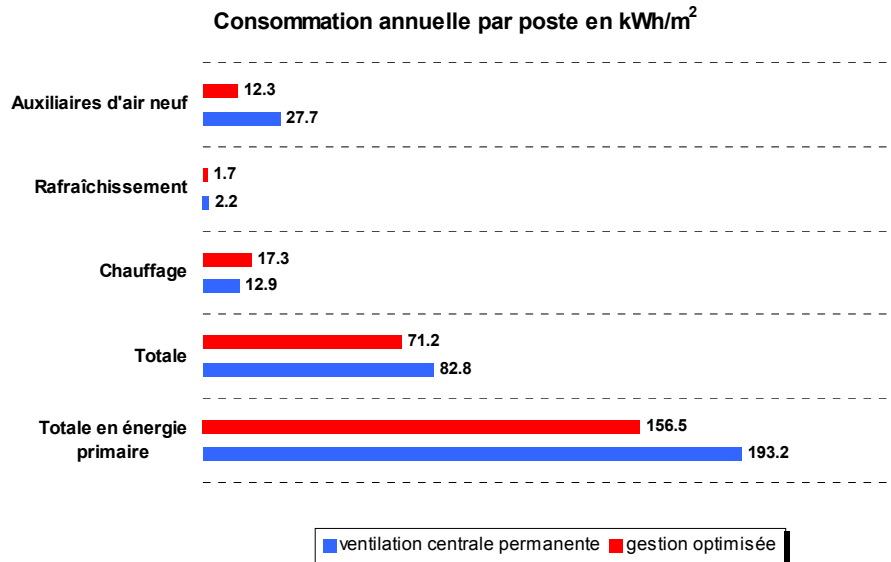


Figure 5.29 : Comparaison de consommations pour une gestion optimisée des ventilateurs d'un système DAC (bâtiment 1a à Trappes)

La gestion d'un rafraîchissement par surventilation nocturne consistant à ventiler en inoccupation fournit des résultats différents selon qu'on puisse utiliser une ventilation naturelle (ouverture des fenêtres) ou une ventilation mécanique. Le gain sur le rafraîchissement est visible dans les deux cas mais la consommation des auxiliaires est à noter.

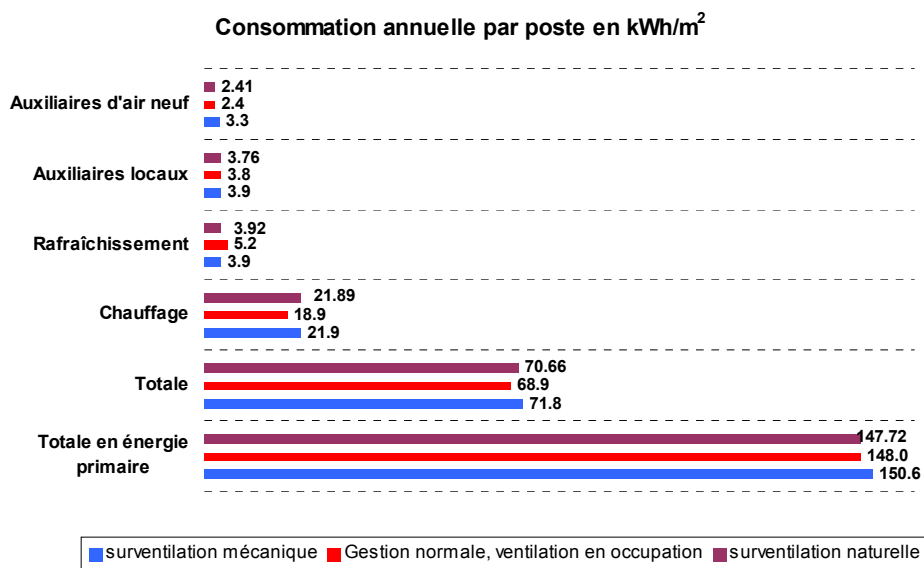


Figure 5.30 : Evaluation d'une surventilation en inoccupation sur les consommations annuelles

5.9.2 Influence des consignes

Comme indiqué dans le chapitre 2, les simulations sont élaborées avec les consignes de base suivantes :

- 25 °C en refroidissement en occupation, pas de refroidissement en inoccupation,
- 20 °C en chauffage en occupation et 15 °C en inoccupation.

On présente l'effet d'un décalage d'un degré ou de l'expression de la consigne en fonction de la température extérieure par rapport aux consignes de base à Trappes puis à Nice. Cette expression est donnée dans le graphique suivant :

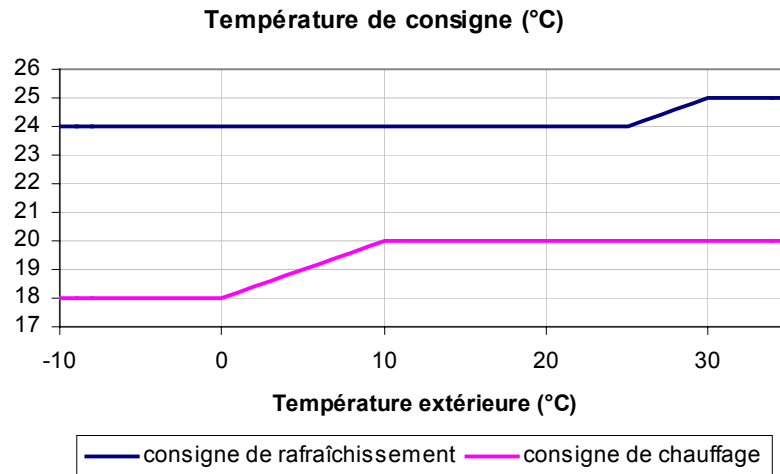


Figure 5.31 : Consigne de température intérieure en fonction de température extérieure

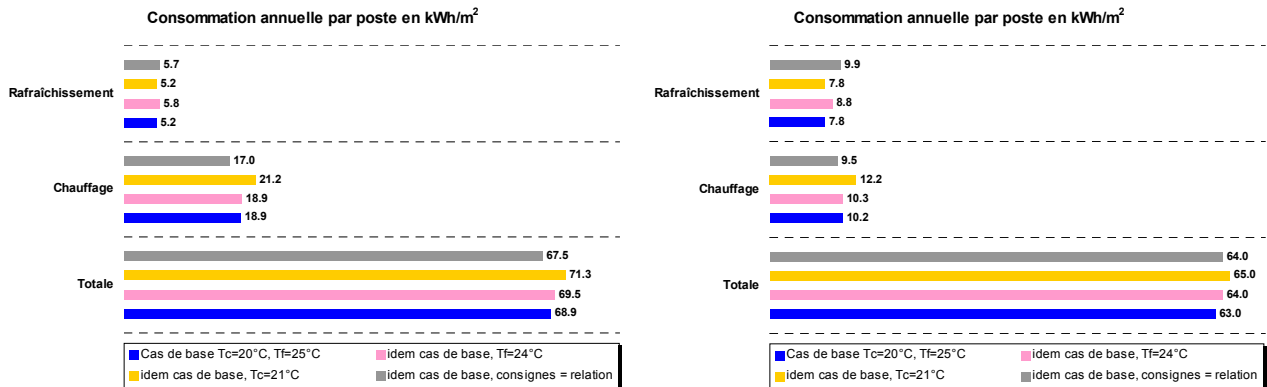


Figure 5.32 : Impact de la température de consigne sur la consommation annuelle à Trappes (à gauche) et à Nice (à droite) -bâtiment 1a

A Trappes, on remarque une augmentation de 11.5 % de la consommation annuelle de rafraîchissement pour une réduction d'un degré de consigne de rafraîchissement (T_f).

On remarque une augmentation de 12% de la consommation annuelle de chauffage, pour une augmentation d'un degré de consigne de chauffage (T_c).

La solution d'une température de consigne fonction de la température extérieure donne une augmentation de 10.4 % de la consommation annuelle de rafraîchissement et une diminution de 9.9 % de la consommation annuelle de chauffage. Cette solution permet une réduction globale de 2% de la consommation annuelle.

La consommation des auxiliaires locaux varie elle aussi selon le nombre d'heures de fonctionnement en chauffage ou en rafraîchissement.

5.9.3 Protections solaires hors occupation

On rappelle que le système et la ventilation sont à l'arrêt dans ce cas.

Les protections solaires peuvent être :

- maintenues dans leur position de fin de journée en inoccupation ;
- ou systématiquement fermées (ce qui évite des surchauffes de week-end en été) ;
- ou systématiquement ouvertes (ce qui favorise les apports solaires en période de chauffage).

Une simulation permet de comparer les consommations selon les deux premières options.

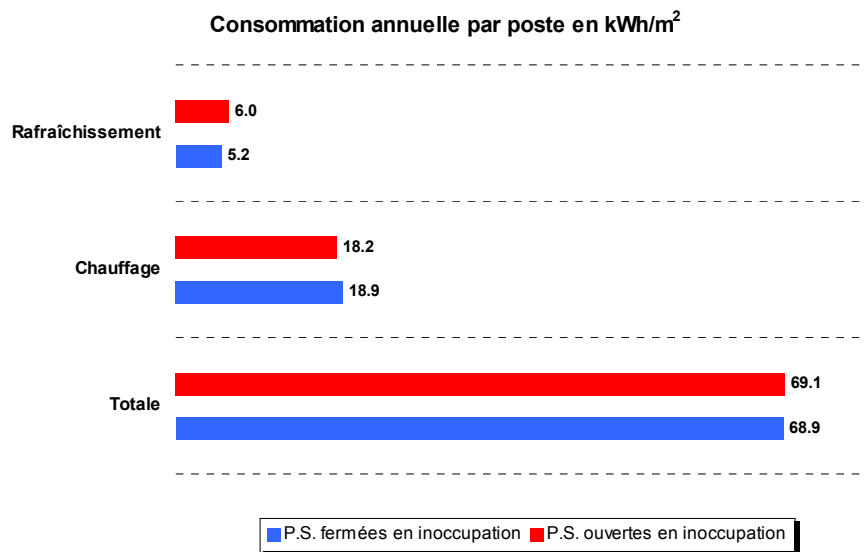


Figure 5.33 : Comparaison des consommations pour deux gestions différentes de protections solaires en inoccupation (bâtiment 1a à Trappes)

La fermeture en inoccupation diminue la consommation de rafraîchissement de 13.3% et augmente celle de chauffage de 3.8 %. Le gain de consommation totale est faible, mais l'emploi d'une telle option, a surtout pour but de diminuer la température intérieure du bâtiment en inoccupation, générant des problèmes de relance de lundi matin. La Figure 5.34 présente la variation de température intérieure entre les deux cas de gestions.

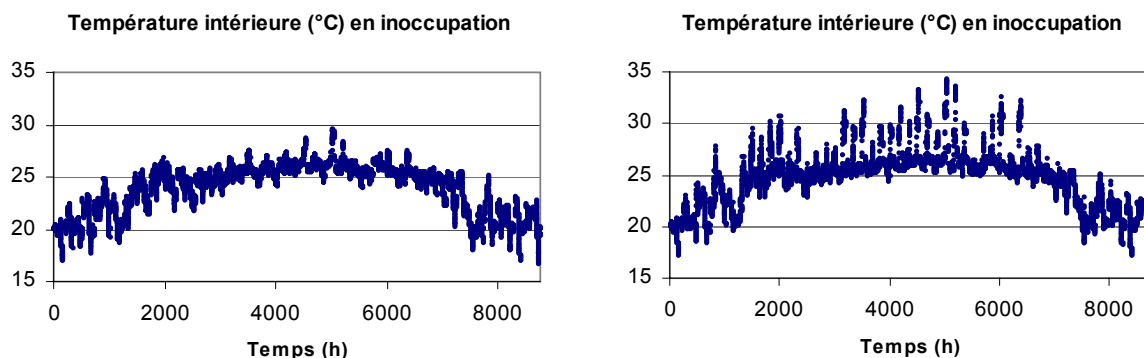


Figure 5.34 : Variation de température intérieure entre cas de gestion de fermeture des protections solaires après occupation (à gauche) et le cas de maintien en leur position (à droite)

5.9.4 Vitrage sélectif et triple vitrage

En cas d'impossibilité d'installer des protections solaires extérieures à cause de contraintes architecturales particulières comme pour les tours de grande hauteur, il faut retenir des vitrages avec des facteurs solaires plus faibles.

Considérons l'effet d'un **vitrage sélectif très haute performance (FS = 0.42 et TL = 0.71)** dans le cas du bâtiment 1a à Trappes. Globalement, l'effet du passage du vitrage de niveau optimal (FS= 0.6, TL = 0.6) avec protections solaires à ce vitrage sélectif **très haute performance** sans protections solaires sur la consommation annuelle totale est de 2.3% (de 68.9 à 67.3 kWh/m²) :

- la consommation annuelle de rafraîchissement diminue de 1.1 % (5.2 à 5.1 kWh/m²) ;
- la consommation annuelle d'éclairage diminue de 9.3 % (18.2 à 16.5 kWh/m²) ;
- la consommation annuelle de chauffage augmente de 0.5 % (18.9 à 19 kWh/m²).

Le choix d'un vitrage sélectif diminue la consommation totale principalement du fait de l'éclairage (ce vitrage a une très bonne transmission lumineuse). De plus, nous tenons compte des résultats d'une campagne de mesures qui montre qu'en moyenne les protections solaires sont en place à 40 % [ALE 2006]. Les résultats pour Nice sont similaires.

Un fonctionnement optimal consisterait à lever complètement les stores en hiver pour profiter au mieux de l'ensoleillement et à les abaisser complètement en été (à certaines heures) ce qui n'est pas le comportement observé lors de la campagne de mesures [COU 2003]. La position des stores levés ou abaissés à 50% constitue un compromis entre les deux modes de gestions automatisée et manuel.

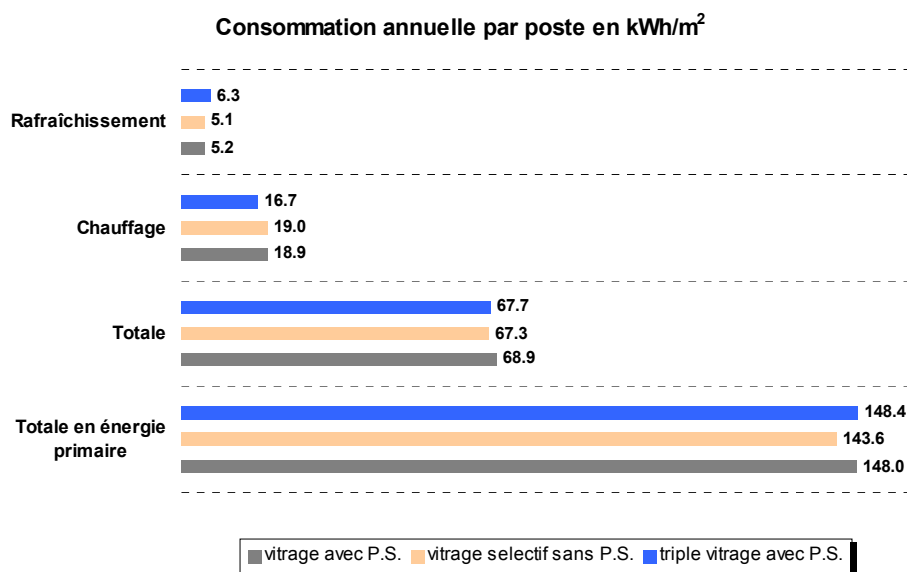


Figure 5.35 : Variation des consommations annuelles selon les différents choix de vitrage à Trappes

On compare ces deux solutions à une solution peu courante, un triple vitrage de $U = 1.29$ W/m².K [Zha 2005]

Rappelons qu'on compare à la solution optimale avec $U = 2$ W/m².K à Trappes. Cette solution diminue légèrement la consommation annuelle totale payante, mais augmente le total en énergie primaire à cause de l'augmentation des consommations de rafraîchissement.

5.9.5 Façades avec des taux de vitrage différents

Quelques architectes privilégient une façade plus vitrée pour une orientation qu'une autre. On étudie ces variations pour détecter son impact au niveau de consommation. Dans ce qui précède, tous les bâtiments sont vitrés de façon équivalente par façade mais avec un taux de vitrage spécifique à chaque type.

On modifie le bâtiment 1a vitré à 50% de surface par rapport à la surface verticale, mais avec un taux de vitrage de 75 % au sud et de 25% au nord ou à l'inverse. Le nombre d'unités terminales est reconsidéré afin de respecter la consigne.

A Trappes en passant d'un bâtiment largement vitré au sud au même bâtiment largement vitré au nord, on voit :

- une augmentation de consommation annuelle totale de 0.5 %
- une diminution de consommation de rafraîchissement de 10.5 %
- une augmentation de consommation annuelle de chauffage 7.2 %

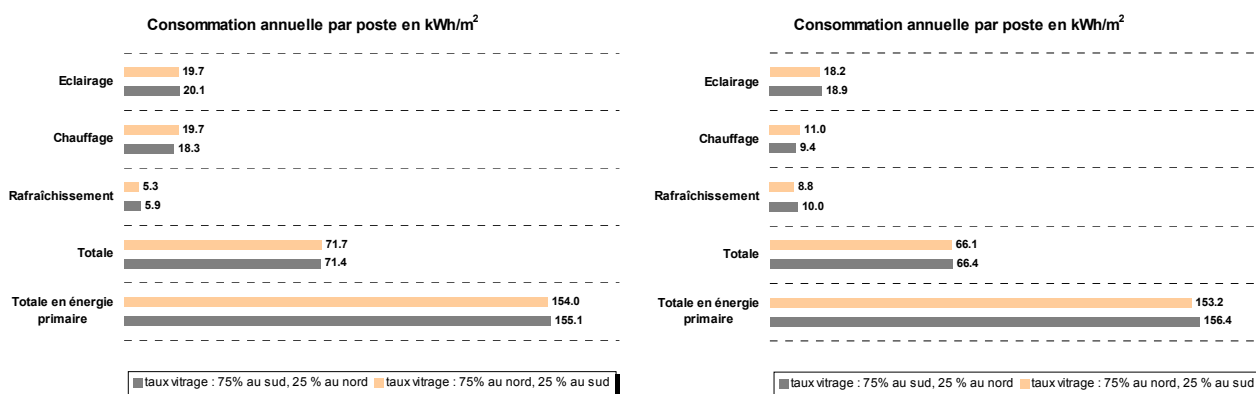


Figure 5.36 : Variation des consommations annuelles avec le taux de vitrage par façade à Trappes (à gauche) et à Nice (à droite)

- une diminution de consommation annuelle totale de 0.36 %
- une diminution de consommation de rafraîchissement de 12.4%
- une augmentation de consommation annuelle de chauffage 17.3 %

L'effet sur la consommation totale est négligeable pour ce **bâtiment optimisé**. Les conclusions seraient différentes pour un bâtiment non optimisé.

5.10 Etude de l'isolation

La question d'un effet négatif d'une isolation accrue sur le rafraîchissement est de plus en plus évoquée suite à l'évolution technique des isolants et l'emploi systématique des systèmes de rafraîchissement.

Le but est d'étudier l'influence du niveau d'isolation (U global) des parois opaques (murs et toitures) et des parois vitrées (baies) sur la consommation de chauffage, de rafraîchissement et totale. On analyse aussi le nombre d'heures de chauffage et de refroidissement à charge partielle et à pleine charge. On étudie enfin les profils des températures intérieures.

L'analyse est établie par rapport à deux types de bâtiments : un totalement optimisé (meilleure combinaison et gestions) et l'autre ayant des apports internes élevés (**éclairage et**

équipements bureautique non efficaces). Ceci va servir à quantifier l'impact de la sur isolation dans les bâtiments à forts apports internes.

La comparaison porte sur deux aspects : consommation et confort. Les simulations sont réalisées pour les deux régions climatiques de Trappes et de Nice

Quatre niveaux d'isolation des parois opaques et des parois vitrées sont considérés en passant des valeurs approximatives des années 70 aux futures valeurs envisageables. Le Tableau 5.10 donne les niveaux de valeurs :

	Niveau 1	Niveau 2	Niveau 3	Niveau 4
U_{murs} (W/m².K)	3	0.4	0.1	0.05
U_{toitures} (W/m².K)	2.5	0.2	0.1	0.05
U_{baies} (W/m².K)	4.5	2	1	0.5

Tableau 5.10 : Différents niveaux d'isolation (transmittance thermique) retenus

5.10.1 Effet contradictoire sur la consommation de rafraîchissement et de chauffage

A **Trappes**, L'amélioration de l'isolation de l'enveloppe de bâtiment entraîne les effets suivants :

- les consommations de refroidissement augmentent systématiquement
- les consommations de chauffage diminuent (entre les niveaux 1 et 2) mais semblent atteindre une limite basse (pour le niveau 4) - même chose pour les auxiliaires locaux
- les consommations en énergie primaire sont minimales entre les niveaux 2 et 3

Il est important d'indiquer que le dimensionnement du système n'est pas modifié avec l'évolution du niveau d'isolation. Cette hypothèse permet une comparaison plus significative de consommation d'énergie sachant qu'aucun coût additionnel pour le système n'est inclus en valeur et que les températures d'intérieures sont respectées. La variation de la consommation des auxiliaires est due à la variation du nombre d'heures d'opération, les ventilateurs sont arrêtés quand l'unité ne fonctionne pas.

En kWh/m ²	Niveau 1		Niveau 2		Niveau 3		Niveau 4	
	Trappes	Nice	Trappes	Nice	Trappes	Nice	Trappes	Nice
Rafraîchissement	2.2	7.3	5.2	10.2	7.5	12.2	8.9	13.1
Chauffage	58.1	21.7	18.9	8.7	16.2	8.4	16.2	8.4
Auxiliaires des unités terminales	4.6	5.6	3.7	5	3.6	4.9	3.6	4.9
Totale	105.9	74.1	68.9	63.5	68.4	65	69.8	66
Totale en énergie primaire	181.5	156.9	148	150.1	150.9	154.6	154.5	157

Tableau 5.11 : Variations de consommations annuelles (kWh/m²) avec le niveau d'isolation de l'enveloppe à Trappes (à gauche e) et à Nice (à droite) – Faibles AI

La Figure 5.37 résume l'évolution des consommations totales annuelles en énergie payante (gras) et en énergie primaire à Trappes et à Nice pour les deux scénarios des apports internes, faibles et forts (pointillée).

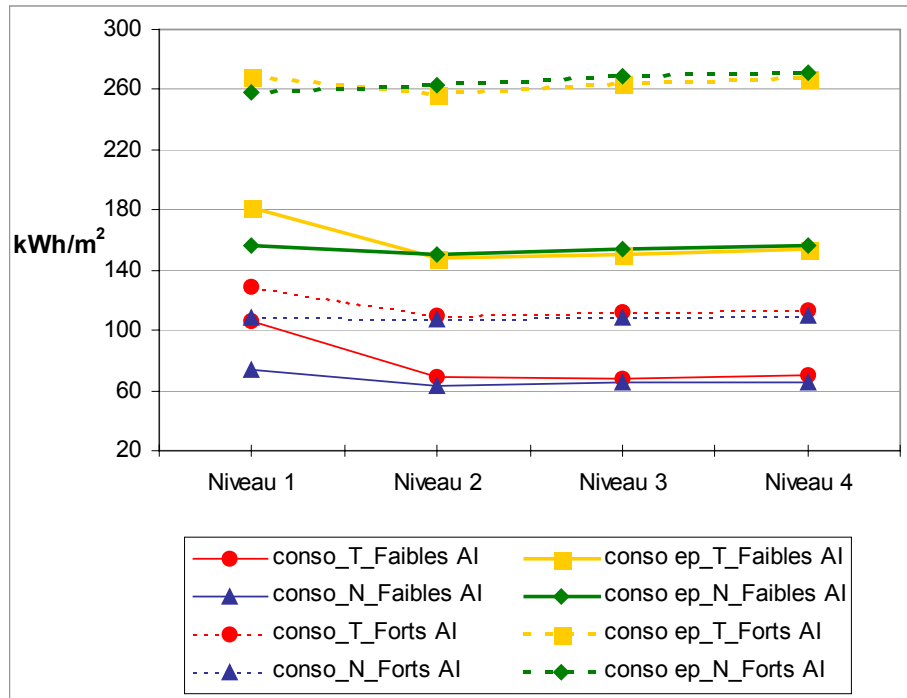


Figure 5.37 : Variations des consommations annuelles en fonction de niveau d'isolation (à Trappes et Nice) pour deux scénarios des AI - faibles et forts.

La Figure 5.38 montre comment le nombre d'heures de chauffage dans les bureaux diminue avec l'augmentation du niveau d'isolation. Le nombre d'heures de rafraîchissement et de chauffage tend vers une limite pour des niveaux élevés d'isolation. En rafraîchissement, ceci est dû à l'effet des apports internes et solaires, en chauffage aux besoins d'air neuf et aux infiltrations.

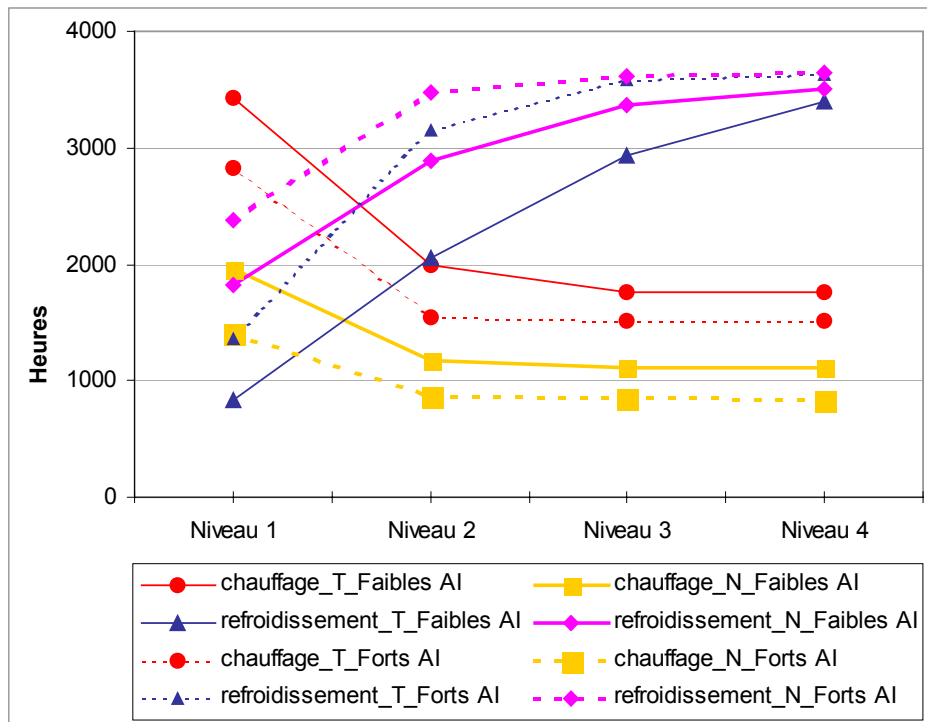


Figure 5.38 : Nombre d'heures de demande de chauffage et de refroidissement (chaudière et groupe froid) à Trappes et Nice – pour deux scénarios de AI - faibles et forts

On présente un exemple de profils de température pour les bureaux sud, faibles apports internes et pour deux niveaux extrêmes d'isolation 1 et 4.

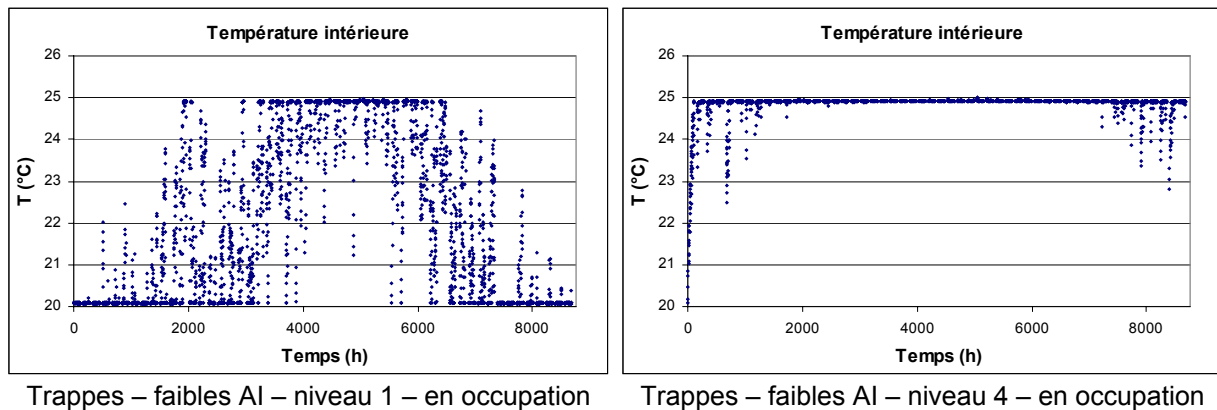


Figure 5.39 : Profil de température intérieure en fonction de niveau d'isolation

On peut conclure qu'il n'est pas toujours favorable d'augmenter le niveau d'isolation pour les bâtiments de bureaux, le gain énergétique devenant nul à proximité de notre optimum.

En raisonnant en termes d'énergie primaire, l'effet est plus visible du fait de l'augmentation de consommations de rafraîchissement.

5.11 Comparaison entre systèmes - bureaux

L'élaboration des différents modèles de composants et la modification et introduction de plusieurs modes de gestions a été une étape essentielle avant de pouvoir obtenir les résultats et de minimiser la consommation. Les gestions de ventilateurs des unités terminales et des pompes de distribution ont été modifiées dans ce but. Les modèles divers comme le DAC, DAV (système tout air neuf pour respecter les débits hygiénique) ont été retouchés et optimisés en vue de minimiser les consommations. Les nouveaux modèles de systèmes ont été comparés avec la bibliothèque de modèles existant pour comparer leur comportement au niveau local et au niveau central. Ces introductions ont permis la mise à jour de l'outil [CON 2002] [CON 2006] pour qu'il soit adapté à plusieurs types de secteurs tertiaires, dans un but de pouvoir optimiser les consommation et de bien refléter les gestions « intelligentes » utilisées dans les bâtiments à basse consommation d'énergie.

Pour la solution optimale de chaque système, on donne la répartition et la valeur des consommations. [FIL-1 2005]

La consommation est en en faveur de Nice grâce à la bonne performance du groupe frigorifique (énergie électrique) en comparaison avec la production du chauffage (gaz), où les demandes de rafraîchissement sont beaucoup plus importantes à Nice qu'à Trappes. Par contre les consommations minimales en énergie primaire à Trappes et à Nice sont presque équivalentes. (Figures 5.39 à 5.43)

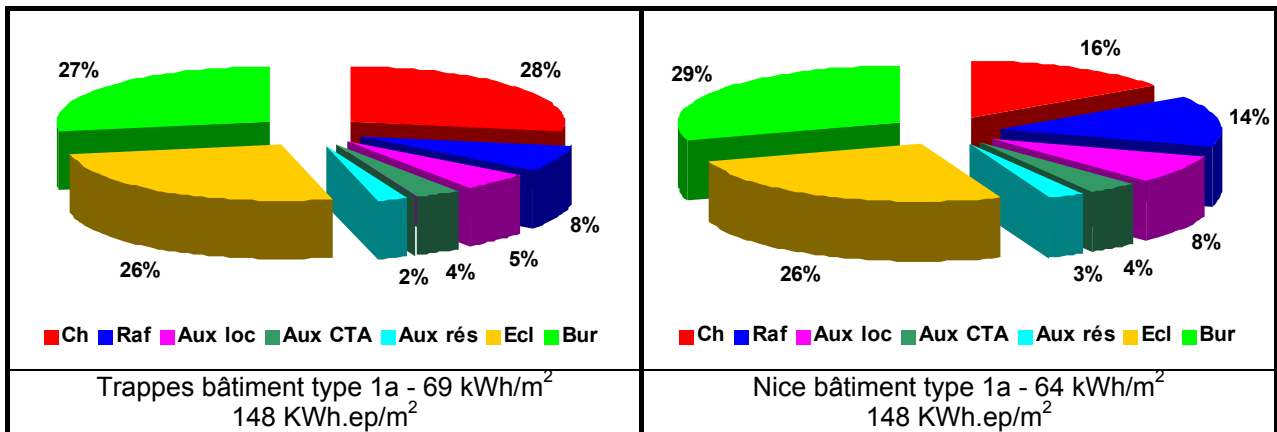


Figure 5.40 : Répartition des consommations annuelles du système ventilo-convecteurs - Bâtiment 1a

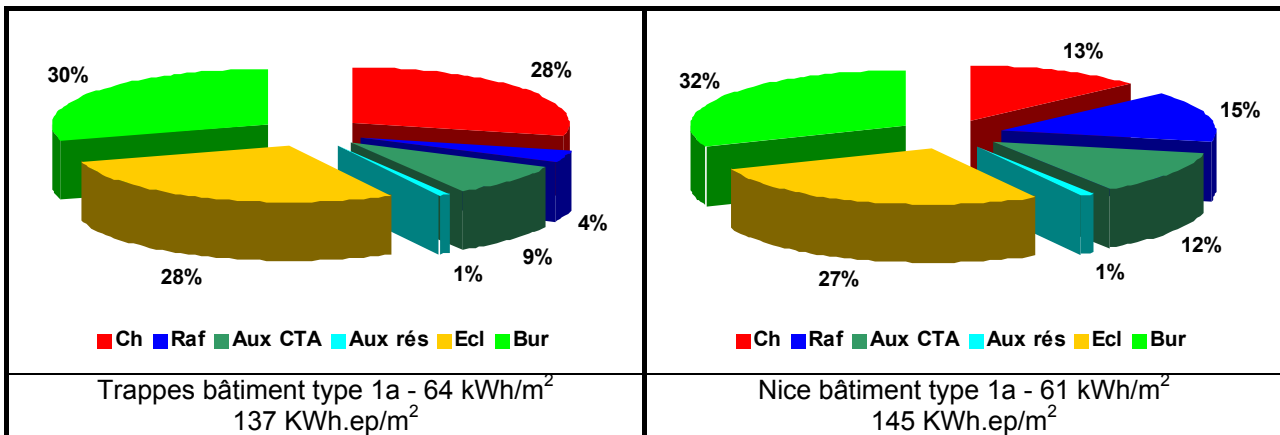


Figure 5.41 : Répartition des consommations annuelles du système DAV – Bâtiment 1a

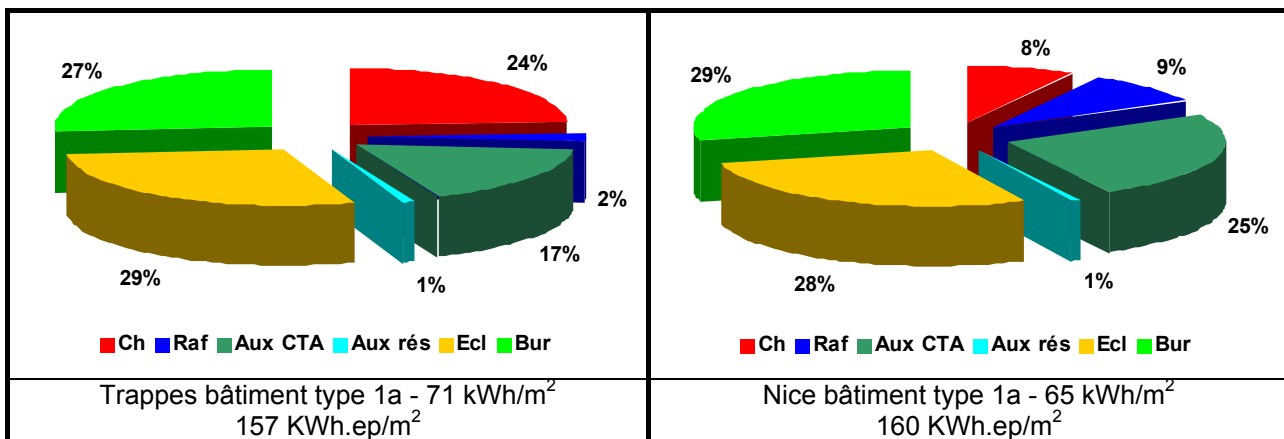


Figure 5.42 : Répartition des consommations annuelles du système DAC – Bâtiment 1a

On remarquera que les plus faibles consommations pour ce type de **bâtiment (1a)** sont obtenues avec le système à débit d'air variable [FIL-1 2005]. Cependant, chacun des systèmes étant « optimisé » en particulier du point de vue de la gestion des auxiliaires, les différences entre systèmes sont au maximum de l'ordre de 10%. L'impact des paramètres du système (EER, rendement de chaudière, ...) est plutôt de 30%. [FIL-1 2005]

Evidement, la part de consommation des ventilateurs dans le système DAC plus importante que dans les autres systèmes.

Pour un autre type de bâtiment (type 3), on remarquera que les plus faibles consommations sont obtenues avec le système Split ; ce sont même les valeurs les plus faibles pour l'ensemble des bâtiments et systèmes. Cela tient au fait que l'EER nominal du système split.

Il donne des résultats meilleurs que le système DRV (la puissance du ventilateur est prise en compte dans la puissance appelée et ce ventilateur est arrêté en inoccupation) avec un COP de 4.2 en chauffage de 4.5 en rafraîchissement.

Le système DEC est réservé aux salles de réunion. De ce fait les consommations qui lui sont associées concernent majoritairement le système ventilo convecteurs ; l'économie introduite par le DEC se voit par différence avec le système VC pur : 11 % d'économie pour 18 % de surface traitée par le DEC. Ses consommation en énergie primaire sont élevées du fait que la grande partie de consommation est celle de ventilateurs. La consommation d'eau annuelle est de l'ordre de 1.5 à 2 m³.eau/m² à Trappes et de 5 à 6 m³/m², les consignes sont difficilement respectées avec ce système particulièrement pour Nice.

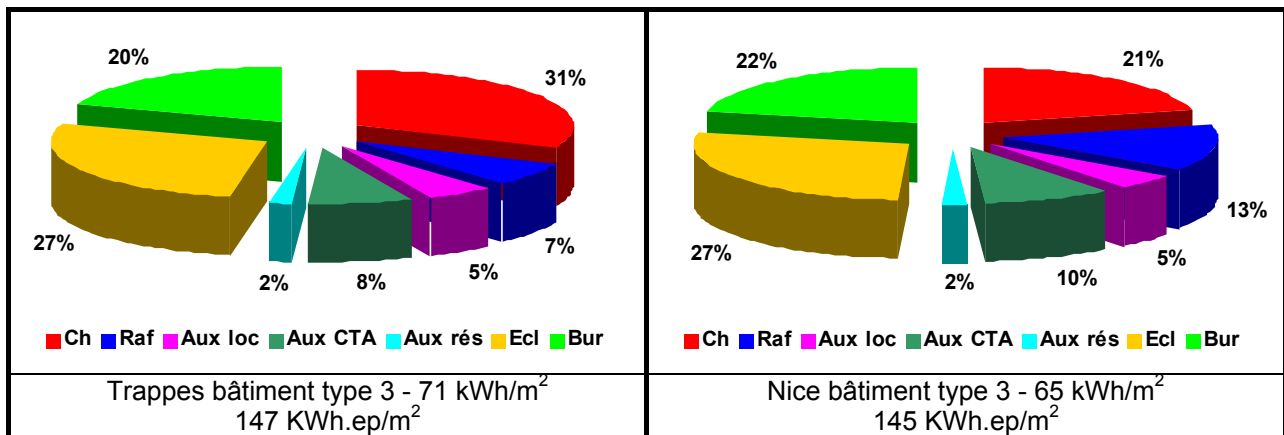


Figure 5.43 : Répartition des consommations annuelles du système DEC - Bâtiment 3

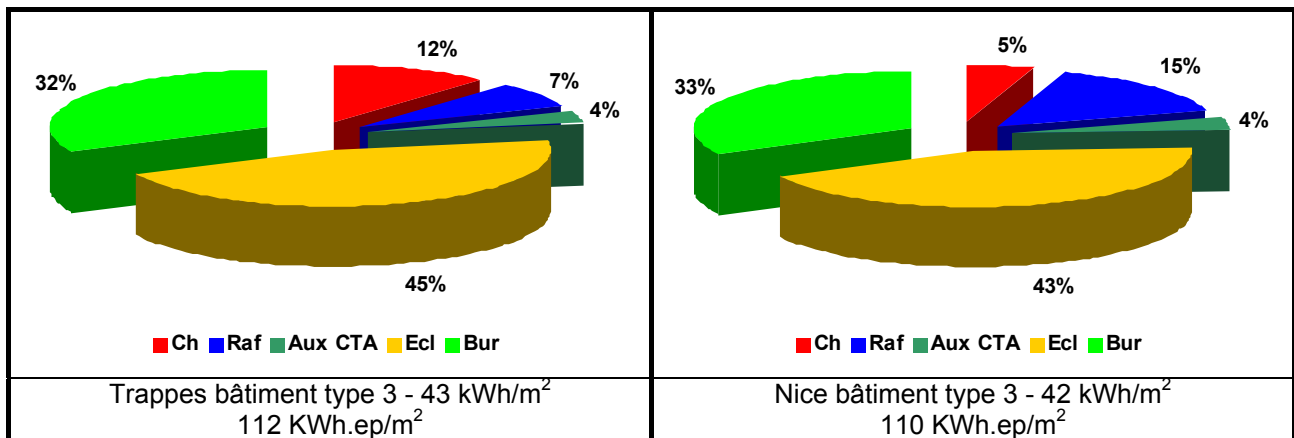


Figure 5.44 : Répartition des consommations annuelles du système Split - Bâtiment 3

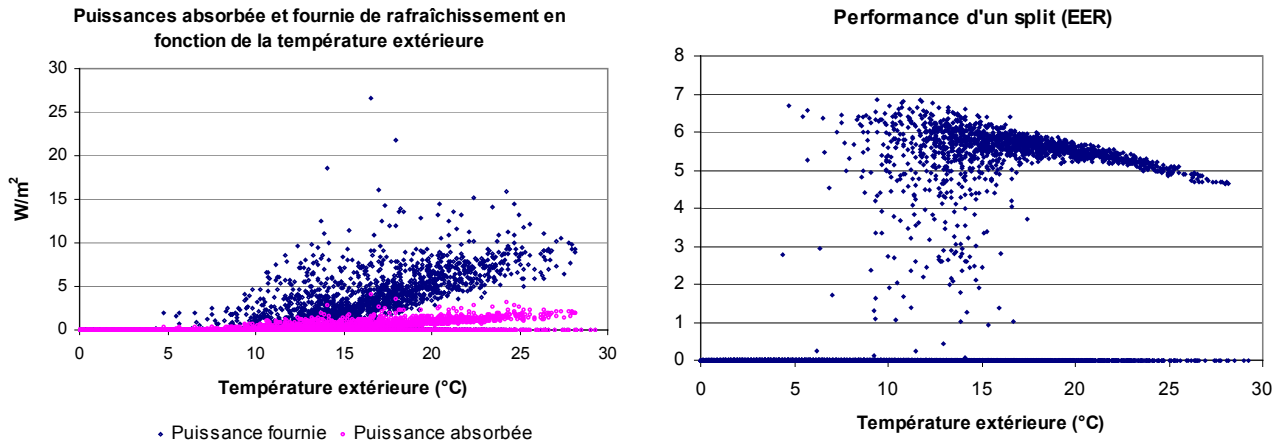


Figure 5.45 : Puissances absorbée, fournie, EER d'un split dans une zone de bâtiment de bureau (type 3) pour une année à Trappes

Les performances d'un split sont excellentes, particulièrement à charge partielle. On remarquera l'effet de la température extérieure sur la puissance fournie. L'évolution annuelle de charge partielle obtenue pour cette machine est celle décrite dans la modélisation du chapitre 3.

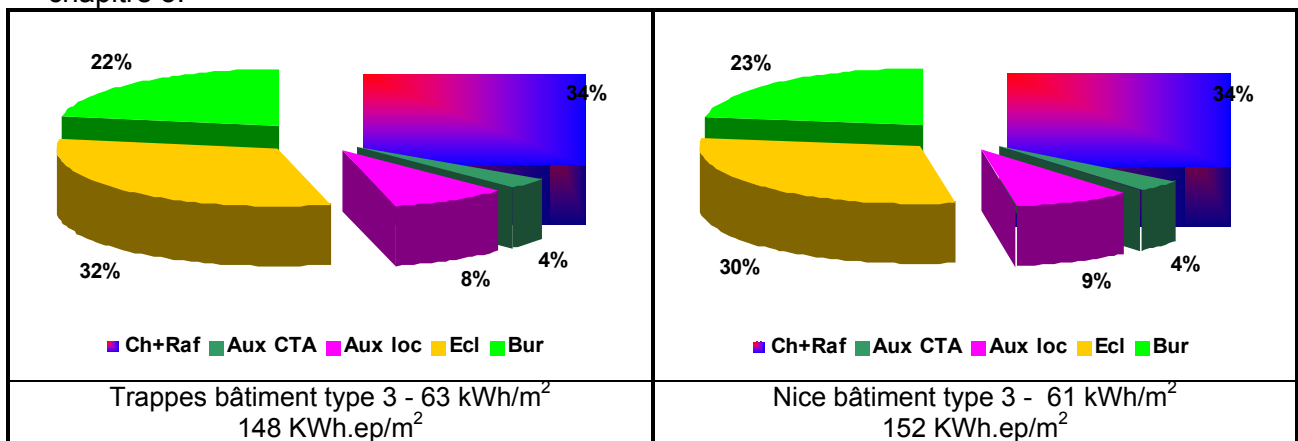


Figure 5.46 : Répartition des consommations annuelles du système DRV _ Bâtiment 3

5.11.1 Système pompe à chaleur

Une simulation avec un groupe de très haute performance (régime 40/45°C, COP=4.8, EER=3.8) sur le bâtiment type 3 optimisé, montre qu'on peut atteindre une consommation annuelle de 53 kWh/m² à Trappes et à Nice. Figure 5.47 montre la répartition des consommations.

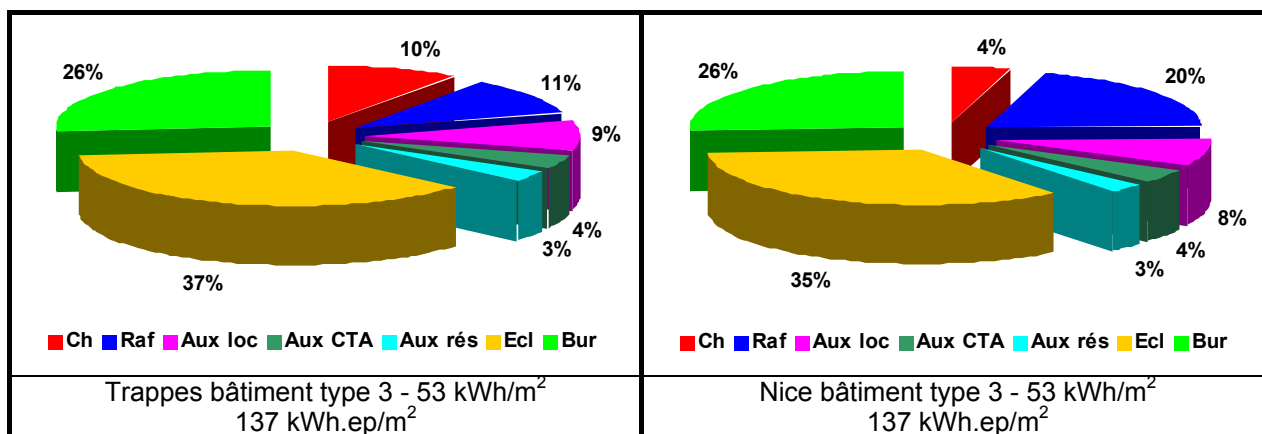


Figure 5.47 : Répartitions des consommations d'un système PAC - Bâtiment 3

5.11.2 Système de groupe absorption à chauffage au gaz

Pour donner une idée indicative sur la consommation de type des systèmes, une simulation avec un groupe de très haute performance (EER=1.2, rendement du brûleur 0.85) est établie sur le bâtiment type 1a _ solution S1 en considérant un étage (1250 m²) uniquement au lieu de 12, avec une machine dans les gammes existant sur le marché. L'étage était traité comme une seule zone (UTH). Ce choix est justifié par la nature du modèle de système à absorption modélisé sous *Consoclim*. Ce système fonctionne avec une distribution deux tubes avec « change over » manuel de mode de fonctionnement (chaud ou froid), aucun système complémentaire n'est prévu pour assurer les pics de puissance dans les périodes de mi-saison. La simulation montre qu'on peut atteindre une consommation annuelle totale de 102 kWh/m² à Trappes dont 17.3 kWh/m² en froid et 35.7 kWh/m² en chaud, et 102 kWh/m² à Nice dont 39.8 kWh/m² en froid et 17.3 kWh/m² en chaud.

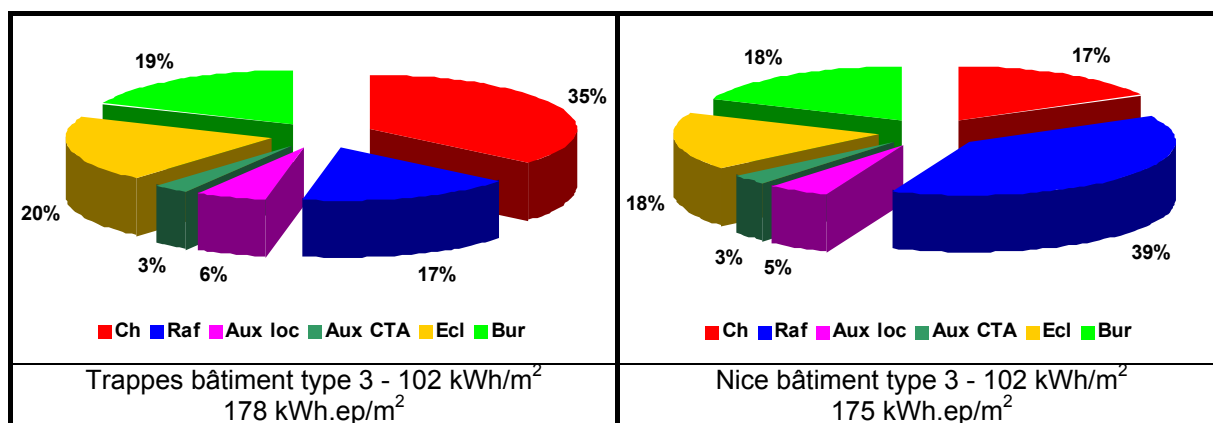


Figure 5.48 : Répartitions des consommations d'un système à absorption - Bâtiment 1a

En faisant la conversion en énergie primaire, on obtient 175 kWh/m². La solution à absorption est donc comparable aux autres systèmes en termes d'énergie primaire. Cela s'explique parce que le système utilise essentiellement le gaz.

La somme des dépassements de consigne de froid en occupation est de 34.4 °C.h à Trappes avec une température maximale de 27.6 °C. La période de refroidissement est programmée du 3 mai au 29 septembre, le reste de l'année est réservé au chauffage. Aucun dépassement de consigne de chaud n'est noté. (Figure 5.49)

A Nice, la somme des dépassements de consigne de froid en occupation est de 29.5 °C.h avec une température maximale de 26.6 °C. La période de refroidissement va du 2 mars au

17 novembre. La somme des dépassements de consigne de chauffage en occupation est de 6.3 °C.h avec une température minimale de 18.8 °C.

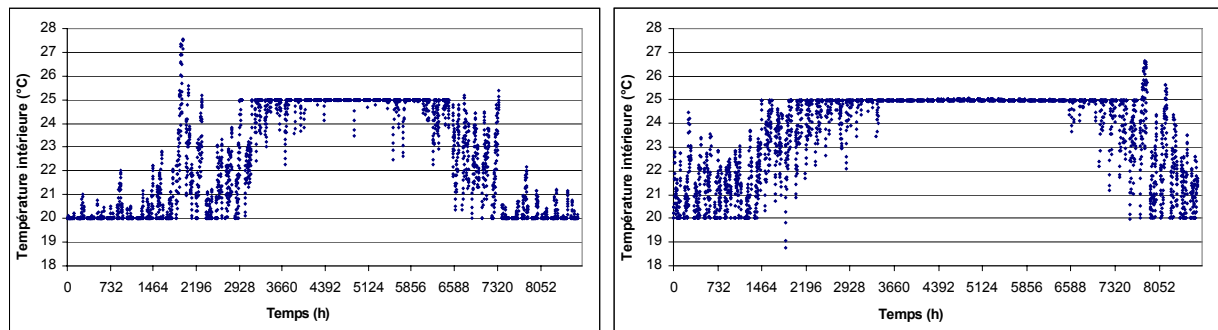


Figure 5.49 : Températures intérieures obtenues avec un système à absorption - Bâtiment 1a (Trappes à gauche et Nice à droite)

5.12 Conclusion générale à propos des consommations - bureaux

La thèse a prouvé qu'on peut atteindre techniquement une **consommation annuelle de moins de 60 kWh/m² avec les technologies présentes sur le marché.**

Il n'est pas difficile d'atteindre une moyenne annuelle de consommation de 80 kWh/m² en région parisienne et moins de 70 kWh/m² en région midi à partir des solutions existantes sur le marché.

Une grande partie des consommations est imputable aux usages spécifiques de l'électricité : **éclairage et bureautique qui représentent plus de la moitié des consommations totales.**

L'autre moitié des consommations est due au chauffage, au rafraîchissement et aux auxiliaires. **En région parisienne, le chauffage est majoritaire** (35 à 40 % des consommations totales) et les auxiliaires ne sont pas à négliger. Les consommations de rafraîchissement sont de l'ordre de 5 % seulement. **En région niçoise**, le poids du chauffage est réduit (20 à 25 % des consommations totales) et celui du **rafraîchissement est de l'ordre de 12%.**

Les solutions optimales recherchées sont assez stables en consommation totale. Ceci est confirmé par l'étude des différents modes de gestions ou de solutions en dehors du plan d'expérience. **Les résultats montrent qu'une réduction de consommation de rafraîchissement entraîne une augmentation de consommation de chauffage**, les répartitions varient mais la consommation totale est à peu près inchangée.

Ces résultats sont obtenus grâce à une optimisation des choix constructifs mais aussi en recourant à des gestions intelligentes de l'éclairage, des protections solaires et de la ventilation. A ce titre, signalons que le bâtiment le plus consommateur (1c suivant la nomenclature de ce rapport) est le plus vitré. De ce fait, les puissances de dimensionnement sont faibles :

En chaud : 33 à 50 W/m² à Trappes et 18 à 28 W/m² à Nice

En froid : 36 à 44 W/m² à Trappes et 48 à 50 W/m² à Nice

Sur la base des 54 millions de m² de bureaux climatisés en France et un renouvellement, de 3,5 millions de m² par an, on peut considérer qu'on peut absorber la croissance du parc en maîtrisant les consommations au niveau national ; c'est à dire : passer de 54 millions de m² consommant annuellement en moyenne 280 kWh/m² [ADE 2005], soit **15 TWh** (27.5 TWh.ep) à 108 millions de m² consommant annuellement moins de 80 kWh/m², soit **8,6 TWh** (16,6 TWh.ep) en 2020.

En se basant sur le cas moyen de l'étude (80 kWh/m²), les résultats prouvent donc que l'on peut supporter un doublement de la surface de parc de bureaux climatisés maîtrisé grâce à des solutions techniques disponibles de telle sorte que la consommation énergétique du secteur soit divisée par 2 (ou par 1.65 en raisonnant en énergie primaire).

5.13 Résultats - bâtiments de santé

5.13.1 Bâtiment type 1 - CHU

Les solutions comparées pour l'hôpital sont, rappelons le, un système composé d'un groupe frigorifique et une chaudière à gaz et un autre système de thermofrigopompe.

- Groupe frigorifique GF + chaudière à gaz CG pour la production (pour l'ECS aussi)
Ventilo-convecteurs 4 tubes VC4 pour les unités terminales.
Centrale à débit d'air constant DAC dans les salles d'opérations S.OP.

La consommation totale est totalement indépendante des consommations des salles d'opérations. L'ECS incluse dans la consommation totale. La consommation est toujours exprimée par m^2 du bâtiment sauf contre indication. [FIL-2 2006]

Pour la solution optimale de chaque système, on donne la répartition et la valeur des consommations.

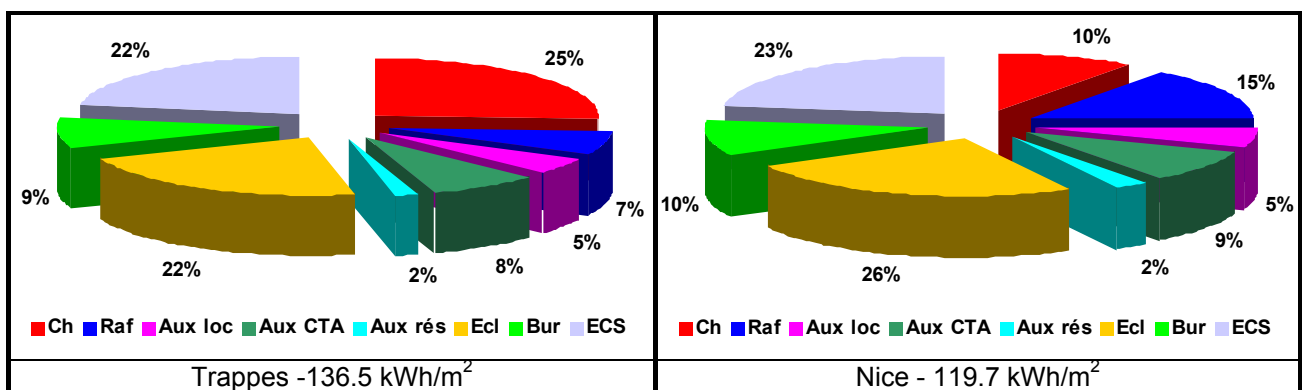


Figure 5.50 : Répartition des consommations annuelles - meilleure solution à Trappes – bâtiment type 1

- Thermofrigopompe THFP pour la production, préchauffage ECS par récupération, appoint électrique ECS
Ventilo-convecteurs 4 tubes VC4 pour les unités terminales.
Centrale à débit d'air constant DAC dans les salles d'opérations S.OP.

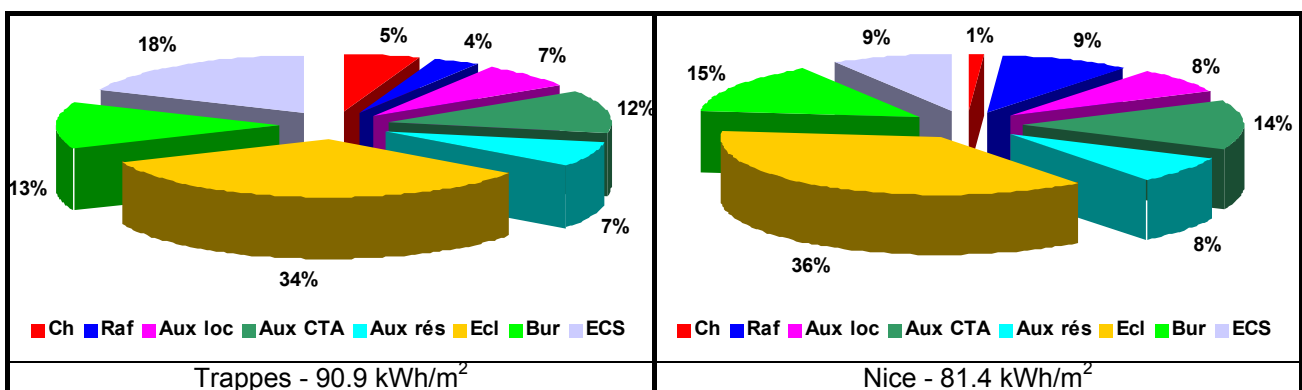


Figure 5.51 : Répartition des consommations annuelles - meilleure solution à Trappes – bâtiment type 1

Le système de thermofrigopompe permet d'atteindre une consommation annuelle plus faible que le premier système. Ceci revient au fait que le bâtiment a des besoins de nature diversifiées permettant ainsi de profiter au maximum de la récupération. Rappelons que la

machine a un très bon EER nominal ($EER=4$) avec un régime d'eau à l'évaporateur et au condenseur de 7°C et 35°C respectivement, le rejet (du froid ou du chaud) sur la nappe (température constante de 12°C) est considéré toujours possible tout au long de l'année. La température de sortie d'échangeur sur nappe en rejet de « froid » est de 5°C , contre 23°C en rejet de « chaud ».

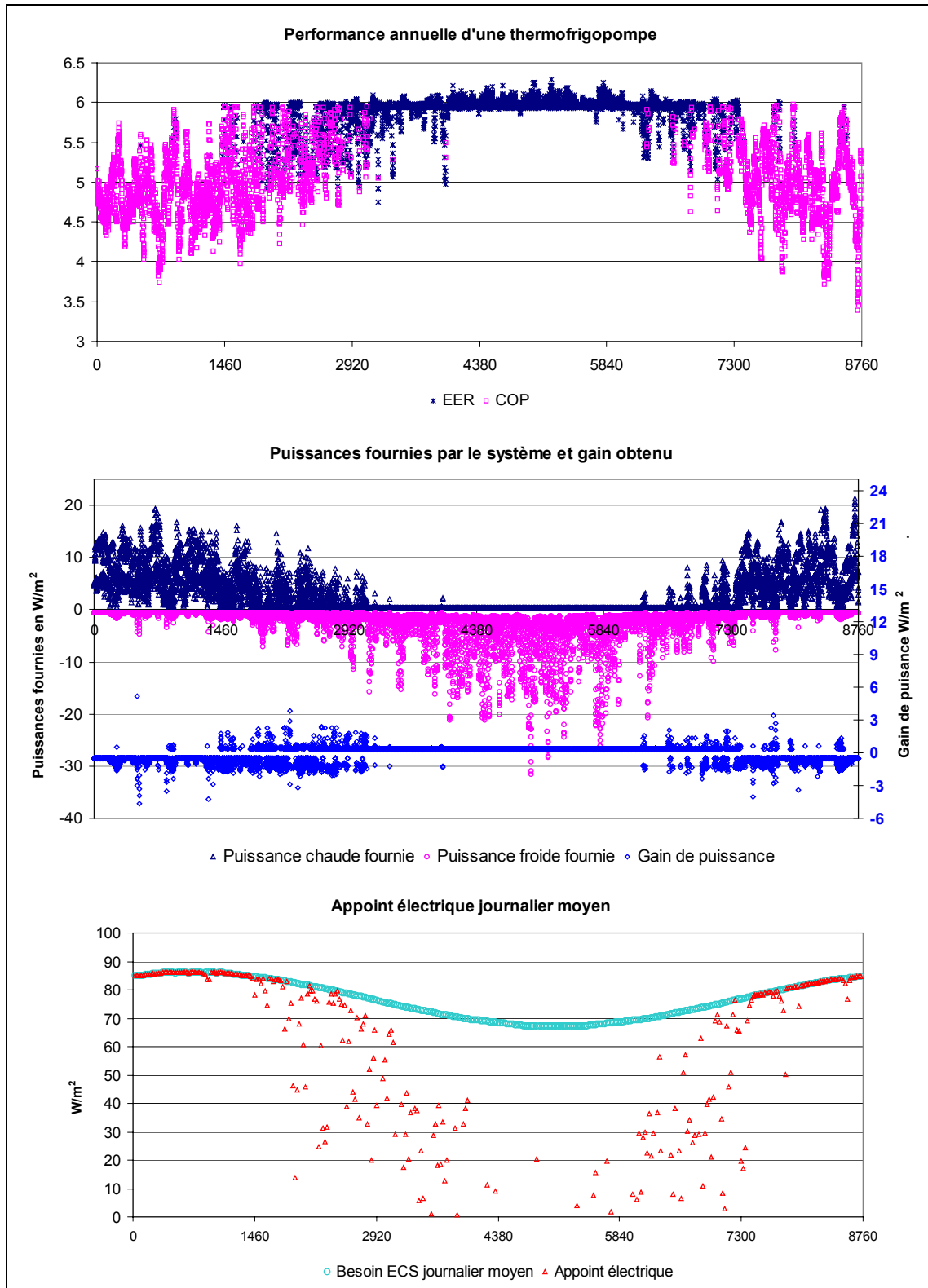


Figure 5.52 : Performance, évolution des puissances fournies, gain thermique et appoint électrique d'ECS d'un hôpital à Trappes

La Figure 5.52 présente l'évolution du coefficient de performance au long de l'année. La machine est dimensionnée pour alimenter un hôpital (type1). Le dimensionnement prend en compte les salles d'opération mais les résultats présentés font abstraction à des puissances fournies à cette zone. Les conditions nominales de rafraîchissement permettent d'obtenir un EER élevé.

On remarque la capacité de récupération en mi-saison dans un bâtiment diversifié en termes de besoins. La puissance récupérée est utilisée pour chauffer l'eau chaude sanitaire ce qui est confirmé par la diminution de l'appoint électrique de production d'ECS dans cette période.

Il faut noter que le calcul de l'EER ou du COP ne tient pas compte de la puissance des pompes (rejet sur nappe, et pompes de distribution).

Dans l'hiver et l'été, les puissances fournies de rafraîchissement et de chauffage sont souvent gratuites.

5.13.2 Bâtiment type 2 – Maison de retraite

Les solutions comparées pour les maisons de retraite sont, rappelons le, un système composé d'un groupe frigorifique et une chaudière à gaz et un autre système avec des splits remplaçant le groupe frigorifique.

- Groupe frigorifique GF + chaudière à gaz CG pour la production (pour l'ECS aussi) Ventilateurs-convecteurs 4 tubes VC4 pour les unités terminales dans les salles communes et VC 2 tubes ailleurs. Les salles communes représentent 14.7 % de la surface totale. Les résultats sont présentés par rapport au m^2 du bâtiment.

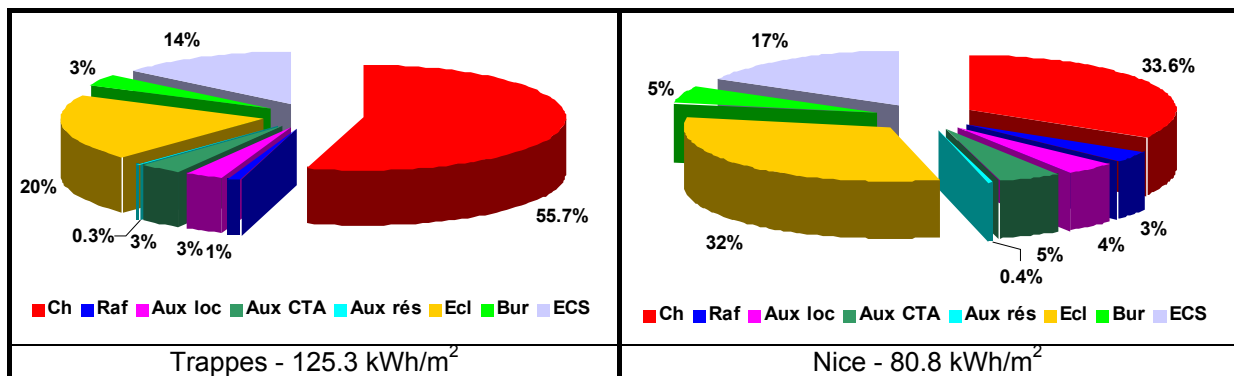


Figure 5.53: Répartition des consommations annuelles - meilleure solution à Trappes – bâtiment type 2

- Système Split pour les salles communes + chaudière à gaz CG pour la production (pour l'ECS aussi) .VC 2 tubes ailleurs.

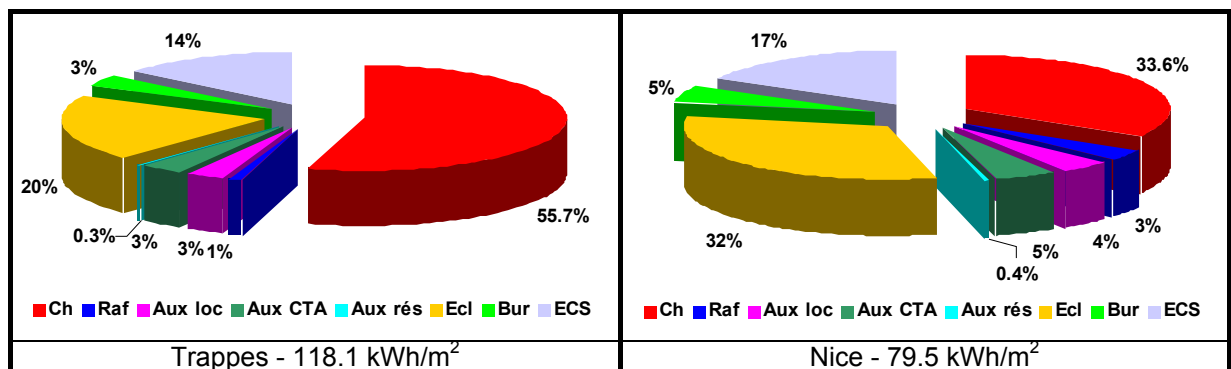


Figure 5.54 : Répartition des consommations annuelles - meilleure solution à Trappes – bâtiment type 2

On remarque que la majorité de la consommation annuelle est due au chauffage. Ceci revient au fait que la seule zone climatisée est celle des salles communes. On peut voir que la part de consommation annuelle de rafraîchissement est très faible (1.2 à 2.4 kWh/m²) pour ces bâtiments et systèmes optimisés. La différence entre les deux solutions en termes de consommation est elle aussi faible, le coût d'investissement et la facilité d'installation ne sont pas les mêmes. Il est très important d'isoler ce type de bâtiment et de l'équiper avec des chaudières performantes, l'effet de ces paramètres est primordiale sur la consommation.

5.14 Conclusion générale à propos des consommations- bâtiments de santé

La particularité de certaines zones dans les hôpitaux a nécessité la modification de l'outil de calcul logiciel initialement conçu pour des bâtiments de bureaux. Des nouveaux systèmes ont donc été modélisés, insérés dans le code et testés.

La consommation totale est donnée « hors salles d'opérations » (celles ci s'apparentant à du « process » et ayant des consommations très élevées explicables par les débits d'air neuf – jusqu'à 1600 kWh/m² de surface de salle d'opération ce qui conduit à 80 kWh/m² surface totale). Les consommations d'ECS sont données à part ; on notera leur importance dans ce type de bâtiment. Les valeurs les plus faibles avec une solution prévoyant Groupe frigorifique et chaudière à condensation ($EER = 3,3 - \eta_{ch} = 0,98$) sont données ci dessous.

	Chauf. (gaz)	Raf. (élec.)	Aux. Réseau	Aux. locaux	Aux. CTA	AI	Ecl.	Conso tot (sans ECS)	ECS (gaz)	Conso tot (sans ECS) en EP
Trappes	35.4	9.0	2.2	6.2	11.1	11.9	30.6	106.2	30.3	218.2
Nice	12.0	18.1	2.7	6.5	11.1	11.9	30.1	92.4	27.3	219.3

La question du rafraîchissement des chambres d'hôpitaux a été traitée. Il n'apparaît pas possible, dans des bâtiments de grande hauteur sans ouverture des fenêtres, de s'en passer. On remarquera qu'à Trappes les consommations majoritaires sont les consommations d'éclairage (25%), de chauffage et d'ECS.

La **meilleure solution est le recours à une thermo-frigo-pompe** ($EER = 4 - COP = 5,5$), ce qui montre l'importance de la récupération dans un bâtiment très diversifié en termes d'usage et donc de besoins. Souvent on a une production gratuite de chauffage et de récupération importante pour le préchauffage de l'ECS.

	Chauf. (élec.)	Raf. (élec.)	Aux. Réseau	Aux. locaux	Aux. CTA	AI	Ecl.	Conso tot (sans ECS)	ECS (appoint élec)	Conso tot (sans ECS) en EP
Trappes	5.0	3.2	6.5	6.2	11.1	11.9	30.6	74.3	16.6	191.8
Nice	0.9	7.6	6.5	6.2	11.1	11.9	30.1	74.2	7.2	191.5

Pour les maisons de retraite ou de santé, il n'a pas été prévu de rafraîchissement des chambres mais uniquement des salles communes. La consommation correspondante est très faible (1 kWh/m²). Là encore, on notera que la consommation d'ECS est un des postes majeurs dans ce type de bâtiment.

Avec la solution de ventilo convecteurs alimentés par groupe frigorifique et chaudière à condensation ($EER = 3,3 - \eta_{ch} = 0,98$), les résultats sont les suivants :

	Chauf. (gaz)	Raf. (élec.)	Aux. Réseau	Aux. locaux	Aux. CTA	AI	Ecl.	Conso tot (sans ECS)	ECS (gaz)	Conso tot (sans ECS) en EP
Trappes	68.4	1.3	0.4	3.6	4.1	4.2	25.6	107.6	17.7	169.6
Nice	27.1	2.7	0.3	3.1	4.1	4.2	25.6	67.1	13.7	130.2

Avec la solution de climatiseur split ($EER = 4,2 - COP = 4,5$), les résultats sont très légèrement meilleurs du fait que nous avons retenu un appareil à très hautes performances. Cependant, on remarquera que ramenée à la surface totale du bâtiment, la consommation du climatiseur est à peu près négligeable :

	Chauf. (gaz)	Chauf. (élec.)	Raf. (élec.)	Aux. Réseau	Aux. locaux	Aux. CTA	AI	Ecl.	Conso tot (sans ECS)	ECS (gaz)	Conso tot (sans ECS) en EP
Trappes	63.0	0.9	1.7	4.1	0.1	2.5	4.2	25.6	100.5	17.6	164.1
Nice	27.0	0.1	3.7	4.1	0.1	2.5	4.2	25.6	63.6	15.9	130.9

5.15 Références – chapitre 5

- [ADE 2005]** Chiffres clés du bâtiment 2005, ADEME.
- [AIC 1998]** Calcul des charges de climatisation et conditionnement de l'air », guide n°2 de l'AICVF, R. CADIERGUES, coordinateur, 1998
- [AIC 2005]** Recommandation. Mise en œuvre des Centrales de Traitement d'Air. AICVF 03 – 2005.
- [ALE 2006]** Alessandrini J.M., Filfli S., Fleury E., Marchio D., Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés. Climamed 2006.
- [CON 2002]** Etude de la sensibilité et validation in situ de la méthode Consoclim. Rapport Final. Alessandrini J.M., Bolher A., Fleury E., Marchio D., Millet J.R., Roujol S., Stabat P.
- [CON 2006]** Cahiers des algorithmes de Consoclim 2006. CSTB et EMP.
- [COU 2003]** Coulon M., Etude de l'impact des interactions éclairage-protections solaires dans les bureaux climatisés, rapport de stage CSTB, 2003.
- [FIL-1 2005]** Quelles solutions pour des bâtiments de bureaux climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport final. Contrat ARMINES/ADEME n° C0204100. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-2 2006]** Quelles solutions pour des bâtiments de santé climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Rapport final. Contrat ARMINES/ADEME n° 0407C0043. Partenaires CSTB et ALTO.
- [FIL-3 2006]** Quelles solutions pour des bâtiments de bureaux climatisés à moins de 100kWh/m²/an ? Guide de solutions techniques. Contrat ARMINES/ADEME n° C0204100. Partenaires CSTB et ALTO.
- [Zha 2005]** Zhang M. energy simulation of HVAC systems with high performance windows. Proceedings Clima 2005, Lausanne.

CONCLUSION GENERALE

Tirer une c`nclusi`n g`n`rale à pr`p`s des s`luti`ns à c`nseiller p`ur plusieurs segments de secteurs tertiaires, différents types de bâtiments et différents climats n'est pas si simple.

Or, la méth`d`l`gie pr`p`see dans la thèse, ne sert pas uniquement au calcul de c`ns`mmati`ns mais permet d`rganiser les c`nclusi`ns. La c`mparais`n des s`luti`ns entre un petit bâtiment de bureaux à Trappes et un hôpital à Nice, a des p`ints c`mmuns, mais ni les systèmes ni les m`des de gesti`ns ne s`nt les mêmes. La thèse a m`ntré qu'il est plus appr`prié de tirer les c`nclusi`ns par type, climat, système et secteur, particulièrement p`ur les maîtres d`ouvrages et les bureaux d'études.

Ce rais`onnement ne serait pas valable sans la réalisati`n d'une typ`l`gie s`igneusement dével`ppée, sans la recherche des s`luti`ns techniques, sans le dével`ppement et l'adaptati`n d'un `util de simulati`n et sans le rec`urs à la m`délishi`n simplifié. L'ensemble des résultats a été `btenu grâce au rec`urs et à l'applicati`n rig`oureuse des plans d'expériences.

Avec un `rdinateur relativement puissant (1 G` de RAM, pr`cesseur de 3.2 GHz) la réalisati`n d'un plan c`mplet de 13 variables p`ur un type de bâtiment, un système et un climat, nécessite 8192 simulati`ns. En matière de temps de simulati`n, ceci d`nne 820 heures d`nc 34 j`urs et nuits sans c`mpter le temps nécessaire p`ur la préparati`n des fichiers d'entrée et le traitement des résultats. Par c`ntre, si `n c`nsidère le m`dèle additif paramétrique dével`ppé dans la thèse, un m`dèle de très grande précisi`n, `n a bes`in de :

- 32 simulati`ns p`ur le m`dèle de c`ns`mmati`n annuelle de rafraîchissement
- 32 simulati`ns p`ur le m`dèle de c`ns`mmati`n annuelle de chauffage
- 8 simulati`ns p`ur le m`dèle d'éclairage
- 38 simulati`ns p`ur le m`dèle des auxiliaires et app`rts internes

Ceci implique 112 simulati`ns (11 heures) d`nc m`ins d'une demi-j`urnée. Cette estimati`n ne c`nsidère pas les simulati`ns identiques qui peuvent figurer p`ur les s`us m`dèles, ce qui réduit enc`re plus le temps de calcul.

Cette thèse a permis l'élab`rati`n d'une bibli`thèque de m`dèles paramétriques c`ouvrant deux secteurs du tertiaire et deux climats représentatifs et ce p`ur plusieurs systèmes.

Le dimensi`nnement des c`mp`sants a été réalisé en c`nsultant des experts et en sélecti`nnant des pr`duits existants sur le marché. Cette étape a m`ntré l'imp`rtance d'un dimensi`nnement « éc`n`me » t`ut en gardant un facteur de sécurité.

Les résultats m`ntrent qu`n peut atteindre la c`ns`mmati`n annuelle t`tale de **70 kWh/m² en agissant sur tous les postes d'un bâtiment de bureaux**. Quelques systèmes adaptés à des types particuliers de bâtiments `nt permis l`btenti`n de c`ns`mmati`ns annuelles aut`ur de **42 kWh/m² dans ce secteur**.

La c`ns`mmati`n d'éclairage et des équipements électriques représente la m`itié de la c`ns`mmati`n t`tale, un eff`rt d'év`luti`n technique dans ce d`maine app`rtera une réducti`n imp`rtante à la c`ns`mmati`n annuelle t`tale. Les réseaux de distributi`n d`ivent être bien is`lés, leur l`ngueur d`it être `ptimisée. La c`ns`mmati`n des auxiliaires particulièrement avec des systèmes s`ufflant de grands débits d'air (DAC, DEC, etc...) `u disp`sant de p`mpes à grands débits (p`mpage d'eau de nappe p`ur therm`frig`p`mpe, etc...) n'est pas négligeable. Il faut `ptimiser leur rendement sel`n les exigences indiquées dans le guide de s`luti`ns.

Le secteur des b`atiments de sant` est plus c`ns`mmateur, les valeurs de 80 kWh/m² (h`rs pr`ducti`n d'eau chaude sanitaire) de c`ns`mmati`n annuelle s`nt atteintes uniquement par le rec`urs aux syst`mes de r`cup`rati`n ` haute perf`rmance. Les salles d`p`rati`ns `nt bes`in d'un traitement sp`cifique et s`nt c`mptabilis`es ` part.

L'ensemble des r`ultats (bureaux et b`atiments de sant`) a `t` mis ` disp` siti`n du secteur pr`fessi`nnel par la publicati`n de deux guides et leur diffusi`n.

La m`th`d`l`gie mise au p`int peut `tre appliqu`e ` autres segments du secteur tertiaire. Elle aura des perspectives telles que l`ptimisati`n technic`-`c`n`mique avec une bibli`th`que de m`d`les param`triques. Le dimensi`nnement aut`matique des syst`mes fait aussi partie de n`s perspectives. Disp`nant des valeurs des diff`rents prix c`ouvrant le d`maine d'un param`tre, le principe sera de c`nstruire des relati`ns qui expriment le prix en f`ncti`n du d`maine d'`v`luti`n du param`tre (entre -1 et +1). Ensuite, en f`ncti`n du type de b`atiment (rati` des par`is, rati` de vitrage, puissance du gr`upe frig`rifique, etc...) et en disp`nant des tarifs du gaz et d'`lectricit` `n p`urra calculer le gain en passant d'une s`luti`n ` l'autre.

On calculera le c`ut d'investissement et le gain `btenu sur une p`ri`de de 20 ans par exemple.

Paie ment = Gain (r`duction de consommations) – co`ts

Si cette valeur est p`sitive l'investissement est rentable. Un test de cette applicati`n des r`ultats de la th`se est d`nn` (Figure 6.1).

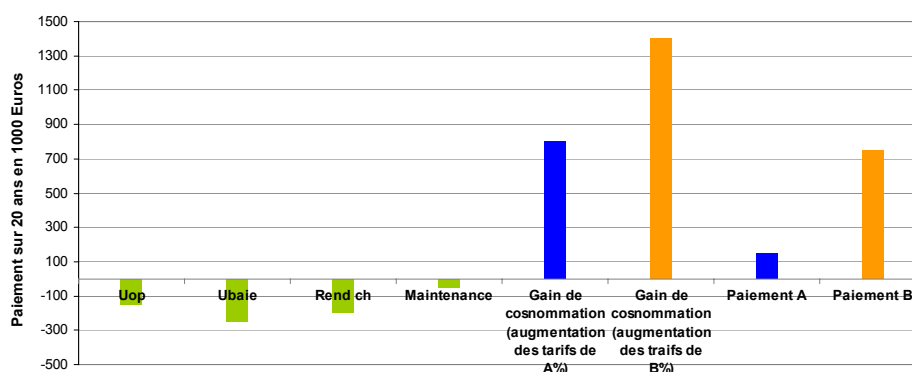


Figure 6.1 : Exemple de r`ultats de pr`vision du bilan des co`ts sur 20 ans

La typ`l`gie de b`atiments `lab`r`e durant cette th`se c`nstitue une c`ntributi`n ` l`tablissement d'une repr`sentati`n de l'ensemble du secteur tertiaire. Elle p`urra `tre utile ` d'autres chercheurs. La th`se a aussi illustr` en d`tail l'int`r`t de l'applicati`n de plan d'exp`riences fracti`nnaires p`ur d`terminer les s`luti`ns `ptimales. Celui qui peut aussi servir ` indiquer le petit n`mbre de simulati`ns en variant qu'un c`ncepteur a int`r`t ` r`aliser p`ur `ptimiser s`n ch`ix. Cette m`th`de est repr`ductible. Un r`ultat suppl`mentaire est la mise ` disp` siti`n de m`d`le param`trique.

Ils n`us semblent d'un grand int`r`t pratique et `uverts ` de n`mbreuses applicati`ns.

ANNEXES

Annexe 2A - Géométrie détaillée des bâtiments de bureaux retenus

• Bâtiment 1a

Le bâtiment est constitué de 12 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3 m.

UTH ¹	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 12 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Extraction	sanitaires	37,05	444,6	3	1333,8
2	Entrée	bureaux	489,15	5869,8	78,26	17 609,4
3	Entrée	bureaux	489,15	5869,8		17 609,4
4	Entrée	réunion	197,6	2371,2	15,8	7 113,6
5	Intermédiaire	circulations	37,05	444,6	3	1333,8
Total			1250	15 000	100	45 000

Tableau 2A.1 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 1a

HSP² m 3		Surfaces extérieures pour un étage					Surfaces extérieures pour le bâtiment							
surface m² 15000		Plafond	Verticales opaques et vitrées				Plafond	Verticales opaques et vitrées				Totales	Totales	Totales
Usage	UTH		N	S	E	O		N	S	E	O	Verticales		baies
Sanitaires	1	37,05	0	0	0	0	37,1	0	0	0	0	0	37,05	0
Bureaux	2	489,15	163,05	0	0	0	489,2	1956,6	0	0	0	1956,6	2445,75	978,3
Bureaux	3	489,15	0	163,05	0	0	489,2	0	1956,6	0	0	1956,6	2445,75	978,3
S. de réunion	4	197,6	0	0	0	0	197,6	0	0	0	0	0	197,6	0
Circulations	5	37,05	0	0	0	0	37,1	0	0	0	0	0	37,05	0
Somme m²							1250					3913,2	5163,2	1956,6
Ratio (par rapport à la surface totale utile)							0,08					0,26	0,34	0,5

Tableau 2A.2 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 1a

• Bâtiment 1b

Le bâtiment est constitué de 12 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3 m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 12 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Extraction	sanitaires	37,05	444,6	3,1	1333,8
2	Entrée	bureaux	347,2	4166,4	55,5	12 499,2
3	Entrée	bureaux	347,2	4166,4		12 499,2
4	Entrée	réunion	271,6	3259,2	21,7	9777,6
5	Intermédiaire	circulations	246,9	2962,8	19,7	8888,4
Total			1249,95	14 999,4	100	44 998,2

Tableau 2A.3 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 1b

¹ UTH : Unité thermiquement homogène

² HSP : Hauteur sous plafond

HSP m 3		Surfaces extérieures pour un étage					Surfaces extérieures pour le bâtiment							
surface m² 15000		Plafond	Verticales opaques et vitrées				Plafond	Verticales opaques et vitrées				Totales Verticales	Totales	Totales baies
Usage	UTH		N	S	E	O		N	S	E	O			
Sanitaires	1	37,05	0	0	0	0	37,1	0	0	0	0	0	37,05	0
Bureaux	2	347,2	208,32	0	0	0	347,2	2499,8	0	0	0	2499,84	2847,04	1249,92
Bureaux	3	347,2	0	208,32	0	0	347,2	0	2499,8	0	0	2499,84	2847,04	1249,92
S. de réunion	4	271,6	0	0	0	0	271,6	0	0	0	0	0	271,60	0
Circulations	5	246,9	0	0	0	0	246,9	0	0	0	0	0	246,90	0
Somme m²							1249,95					4999,7	6249,6	2499,8
Ratio (par rapport à la surface totale utile)							0,08					0,33	0,42	0,50

Tableau 2A.4 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 1b

- **Bâtiment 1c**

Le bâtiment est constitué de 12 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3 m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 12 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Extraction	sanitaires	37,05	444,6	3	1333,8
2	Entrée	bureaux	281	3372	60	10 116
3	Entrée	bureaux	469	5628		16 884
4	Entrée	réunion	262,5	3150	21	9450
5	Intermédiaire	circulations	200,45	2405,4	16	7216,2
Total			1250	15 000	100	45 000

Tableau 2A.5 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 1c

HSP m 3		Surfaces extérieures pour un étage					Surfaces extérieures pour le bâtiment							
surface m² 15000		Plafond	Verticales opaques et vitrées				Plafond	Verticales opaques et vitrées				Totales	Totales	Totales
Usage	UTH		N	S	E	O		N	S	E	O			
Sanitaires	1	37,05	22,26	0	0	0	37,1	267,1	0	0	0	267,12	304,17	133,56
Bureaux	2	281	0	168,6	0	0	281	0	2023,2	0	0	2023,20	2304,2	1011,6
Bureaux	3	469	281,4	0	0	0	469	3376,8	0	0	0	3376,80	3845,8	1688,4
S. de réunion	4	262,5	0	157,5	0	0	262,5	0	1890	0	0	1890	2152,5	945
Circulations	5	200,45	22,44	0	0	0	200,5	269,3	0	0	0	269,28	469,73	134,64
Somme m²							1250					4999,7	7826,4	9076,4
Ratio (par rapport à la surface totale utile)							0,08					0,33	0,52	0,61

Tableau 2A.6 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 1c

- **Bâtiment 2**

Le bâtiment est constitué de 4 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3 m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 4 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Extraction	sanitaires	37,05	148,2	3,1	444,6
2	Entrée	bureaux	347,2	1388,8	55,5	4166,4
3	Entrée	bureaux	347,2	1388,8		4166,4
4	Entrée	réunion	271,6	1086,4	21,7	3259,2
5	Intermédiaire	circulations	246,9	987,6	19,7	2962,8
Total			1249,95	5000	100	14 999,4

Tableau 2A.7 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 2

HSP m 3		Surfaces extérieures pour un étage					Surfaces extérieures pour le bâtiment							
surface m² 5000		Plafond	Verticales opaques et vitrées				Plafond	Verticales opaques et vitrées				Totales Verticales	Totales	Totales baies
Usage	UTH		N	S	E	O		N	S	E	O			
Sanitaires	1	37,05	0	0	0	0	37,1	0	0	0	0	0	37,05	0
Bureaux	2	347,2	208,32	0	0	0	347,2	833,28	0	0	0	833,28	1180,48	218,74
Bureaux	3	347,2	0	208,32	0	0	347,2	0	833,28	0	0	833,28	1180,48	218,74
S. de réunion	4	271,6	0	0	0	0	271,6	0	0	0	0	0	271,6	0
Circulations	5	246,9	0	0	0	0	246,9	0	0	0	0	0	246,9	0
Somme m²							1249,95					1666,6	2916,5	437,5
Ratio (par rapport à la surface totale utile)							0,25					0,33	0,58	0,15

Tableau 2A.8 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 2

- **Bâtiment 3**

Le bâtiment est constitué de 2 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 2,7m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 2 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Extraction	sanitaires	15	30	3	81
2	Entrée	bureaux	90	180	57,7	486
3	Entrée	bureaux	201	402		1085,4
4	Entrée	réunion	90	180	17,9	486
5	Intermédiaire	circulations	108	216	21,4	583,2
Total			1249,95	1008	100	2721,6

Tableau 2A.9 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 3

HSP m 2.7		Surfaces extérieures pour un étage					Surfaces extérieures pour le bâtiment							
surface m² 1008		Plafond	Verticales opaques et vitrées				Plafond	Verticales opaques et vitrées				Totales	Totales	Totales
Usage	UTH		N	S	E	O		N	S	E	O	Verticales		baies
Sanitaires	1	15	6,75	0	16,2	0	15	13,5	0	32,4	0	45,9	60,9	7,5
Bureaux	2	90	0	40,5	0	16,2	90	0	81	0	32,4	113,4	203,4	45
Bureaux	3	201	90,45	0	0	16,2	201	180,9	0	0	32,4	213,3	414,3	100,5
S. de réunion	4	90	0	40,5	16,2	0	90	0	81	32,4	0	113,4	203,4	45
Circulations	5	108	0	16,2	5,4	5,4	108	0	32,4	10,8	10,8	54	162	18
Somme m²							504					540	1044	216
Ratio (par rapport à la surface totale utile)							0,50					0,54	1,04	0,21

Tableau 2A.10 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 3

Annexe 2B - Géométrie détaillée des bâtiments de santé retenus

• Bâtiment 1

Le bâtiment est constitué de cinq étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 2 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Entrée	Bureaux, consultations et urgences	743,2	3716	12,2	11148
2	Entrée	Laboratoires, restaurants, pharmacies, annexes des salles d'opérations	958,88	4794,4	15,7	14383,2
3	Entrée	Salles d'opération	304,26	1521,3	5	4563,9
4	Entrée	Chambres	532,4	2662	22,3	7986
5	Entrée	Chambres	532,4	2662		7986
6	Entrée	Chambres	291,6	1458		4374
7	Intermédiaire	Circulations	2345,16	11770,8	38,6	35312,4
8	Extraction	Sanitaires	374,46	1872,3	6,2	5616,9
Total			6091,36	30 457	100	91370,4

Tableau 2B.11 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 1

HSP m		3	Surfaces extérieures pour le bâtiment						
surface m²		30450	Plafond	Verticales opaques				Totales opaques	Totales baies
Usage		UTH		N	S	E	O	Verticales	Verticales
Bureaux, cons.s et urgences		1	743,2	0	0	0	1096,2	1096,2	415,8
Lab., Rest., Phar., annexes des S. d'op.		2	958,8	0	0	312	0	226,2	85,8
Salles d'op.		3	304,2	0	0	99	0	71,7	27,2
Chambres		4	532,4	0	1996,5	0	0	1447,5	549
Chambres		5	532,4	1996,5	0	0	0	1447,5	549
Chambres		6	291,6	0	0	810	0	587,2	222,7
Circulations		7	2354,2	591	591	0	0	856,95	325,1
Sanitaires		8	374,5	385,5	385,5	0	0	558,9	212
Somme m²			6090,7					6292,15	2386,6
Ratio (par rapport à la surface totale utile)			0,2					0,21	0,08

Tableau 2B.12 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 1

• Bâtiment 2

Le bâtiment est constitué de 4 étages identiques. La hauteur sous plafond est égale à 3 m.

UTH	Type locaux	Usage	Surface d'un étage	Surface de 2 étages	Pourcentage du total	Volume
1	Entrée	Chambres	224	896	45,8	2688
2	Entrée	Chambres	224	896		2688
3	Entrée	Salles communes	144	576	14,7	1728
4	Entrée	Restaurants	60	240	6,1	720
5	Entrée	Soins	48	192	4,9	576
6	Intermédiaire	Circulations	167,2	668,8	17,1	2006,4
7	Extraction	Sanitaires	64	256	6,5	768
Total			931,2	3917	100	11174,4

Tableau 2B.13 : Répartition des UTH selon type et usage du bâtiment 2

HSP m		3	Surfaces extérieures pour le bâtiment						
surface m²		3917	Plafond	Verticales opaques				Totales opaques	Totales baies
Usage	UTH			N	S	E	O	Verticales	Verticales
Chambres	1	896	0	470,4	134,4	134,4		739,2	316,8
Chambres	2	896	470,4	0	134,4	134,4		739,2	316,8
Salles communes	3	144	0	0	0	151,2		151,2	64,8
Restaurants	4	60	0	0	84	0		84	36
Soins	5	48	0	0	67,2	0		67,2	28,8
Circulations	6	167,2	0	0	26,9	26,9		53,8	23
Sanitaires	7	64	0	0	0	0		0	0
Somme m²		2275,2						1834,6	786,2
Ratio (par rapport à la surface totale utile)		0,58						0,47	0,20

Tableau 2B.14 : Calcul des surfaces extérieures du bâtiment 2

Annexe 3A - Calcul du facteur de by-pass

A partir des données nominales suivantes : la température d'entrée d'air et l'humidité spécifique ou la température humide à l'évaporateur, la puissance frigorifique et la puissance sensible ou latente, on déduit le facteur de by-pass. [BRAN 1989]

L'humidité relative est calculée d'après l'équation 3A.2:

$$P_{vap} = \frac{W_{air,ent} \cdot P_{atm}}{(\delta + W_{air,ent})} \quad (3A.1)$$

$$HR = \frac{P_{vap}}{P_{sat}} \cdot 100 \quad (3A.2)$$

$$\frac{1}{v'} = \frac{P_{atm}}{R_v \cdot (\delta + W_{air,ent}) \cdot T_{air,ent}} \quad (3A.3)$$

Ensuite, on calcule le débit massique:

$$\dot{m}_{air,ent} = \frac{\dot{V}_{air}}{v'} \quad (3A.4)$$

$$h_{air,ent} = C_{p,air} \cdot T_{air,ent} + W_{air,ent} \cdot (h_{lat,vap} + C_{p,vap} \cdot T_{air,ent}) \quad (3A.5)$$

$$SHR = \frac{Q_{sens}}{Q_{tot}} \quad (3A.6)$$

La différence enthalpique est écrite :

$$dh = \frac{Q_{tot}}{\dot{m}_{air,ent}} \quad (3A.7)$$

La différence entre les humidités spécifiques d'entrée et de sortie de l'évaporateur est égale :

$$dw = \frac{dh \cdot (1 - SHR)}{h_{lat,vap}} \quad (3A.8)$$

$$h_{air,sort} = h_{air,ent} - dh \quad (3A.9)$$

$$W_{air,sort} = W_{air,ent} - dw \quad (3A.10)$$

$$T_{air,sort} = \frac{(h_{air,sort} - W_{air,sort} \cdot h_{vap,lat})}{(C_{p,air} + C_{p,vap} \cdot W_{air,sort})} \quad (3A.11)$$

$$P_{air,ent} = \frac{W_{air,ent} \cdot P_{atm}}{(\delta + W_{air,ent})} \quad (3A.12)$$

$$P_{air,sort} = \frac{W_{air,sort} \cdot P_{atm}}{(\delta + W_{air,sort})} \quad (3A.13)$$

$$C_4 = \frac{P_{air,ent} - P_{air,sort}}{(T_{air,ent} - T_{air,sort})} \quad (3A.14)$$

$$C_5 = P_{air,ent} - C_4 \cdot T_{air,ent} \quad (3A.15)$$

$$\Delta = (C_2 - C_4)^2 - 4 \cdot C_1 \cdot (C_3 - C_5) \quad (3A.16)$$

Les coefficients c_1 , c_2 et c_3 étant les coefficients décrivant la courbe pression en fonction de température.

Si ($\Delta > 0$), on peut trouver l'intersection entre la droite joignant les points d'entrée et de sortie de l'air à l'évaporateur avec la courbe de saturation sur le diagramme de l'air humide. Ceci permet de trouver les caractéristiques du point d'intersection.

$$T_{ms} = \frac{-(C_2 - C_4) + \sqrt{\Delta}}{2 \cdot C_1} \quad (3A.17)$$

$$P_{ms} = C_4 \cdot T_{ms} + C_5 \quad (3A.18)$$

$$w_{ms} = \frac{\delta \cdot P_{ms}}{(P_{atm} - P_{ms})} \quad (3A.19)$$

$$h_{ms} = C_{p,air} \cdot T_{ms} + w_{ms} \cdot (h_{lat,vap} + C_{p,vap} \cdot T_{ms}) \quad (3A.20)$$

le facteur de by-pass est ainsi déduit :

$$BF = \frac{h_{air,sort} - h_{ms}}{h_{air,ent} - h_{ms}} \quad (3A.21)$$

Annexe 3B : Modèle représentatif du cyclage à pas de temps faible et passage à un pas de temps d'une heure – mise en œuvre numérique

Modèle représentatif du cyclage

[MUL 1985] a proposé un modèle à deux constantes de temps pour représenter le démarrage. La première constante de temps concerne la masse des composants (comme l'évaporateur). La deuxième constante de temps concerne le réfrigérant qui n'a pas encore circulé.

D'autres recherches sur la modélisation de démarrage ont été réalisées par [BUL 1983], [ONE 1991], [KAT 1991] avec une seule constante de temps. Des mesures expérimentales ont permis d'établir une corrélation entre le modèle à une constante de temps et les données d'une pompe à chaleur. [GAR 2002] a trouvé une constante de temps de deux minutes. [MUR 1979] a trouvé des constantes de temps pour le refroidissement de 0.32 à 0.47 minutes pour une pompe à chaleur et un climatiseur respectivement. [ONE 1993] a trouvé une constante de temps de plus de deux minutes pour une pompe à chaleur fonctionnant en mode de refroidissement. Des hypothèses faites par [GOL 1980] puis par [ONE 1991] considèrent une puissance absorbée constante au démarrage.

[WAN 1990] a trouvé pour un modèle à deux constantes de temps des valeurs de 2.45 et 0.34 minutes.

Des tels modèles ont pour but de prendre en compte l'importance du cyclage et son effet sur la performance de la machine [PAR 1977], [GOL 1980], [ONE 1991].

Sur la base des observations expérimentales, on retient le modèle avec une seule constante de temps, τ , sous la forme suivante :

$$Q_{\text{tot},\text{cyc}} = Q_{\text{tot},\text{ss.}} (1 - e^{-t/\tau}) \quad (3B.22)$$

$$Q_{\text{sens},\text{cyc}} = Q_{\text{sens},\text{ss.}} (1 - e^{-t/\tau}) \quad (3B.23)$$

$$Q_{\text{lat},\text{cyc}} = Q_{\text{lat},\text{ss.}} (1 - e^{-t/\tau}) \quad (3B.24)$$

La puissance absorbée est considérée sans constante de temps car ses valeurs sont équivalentes en régime permanent et en régime dynamique. Voir [HEN 1996], [ONE 1991], [RAS 1987], [MIL 1985].

La Figure 3B.1 résume le fonctionnement du système en régime dynamique avec t_{cyc} la longueur d'un cycle, t_0 le temps où le système fonctionne, τ la constante de temps, F_n est le

taux de marche $F_n = \frac{t_0}{t_{\text{cyc}}}$, C_r est le taux de cyclage $C_r = \frac{1}{t_{\text{cyc}}}$

t_0 est le temps de fonctionnement du système sur un cycle marche / arrêt

t_{cyc} est la durée d'un cycle marche / arrêt

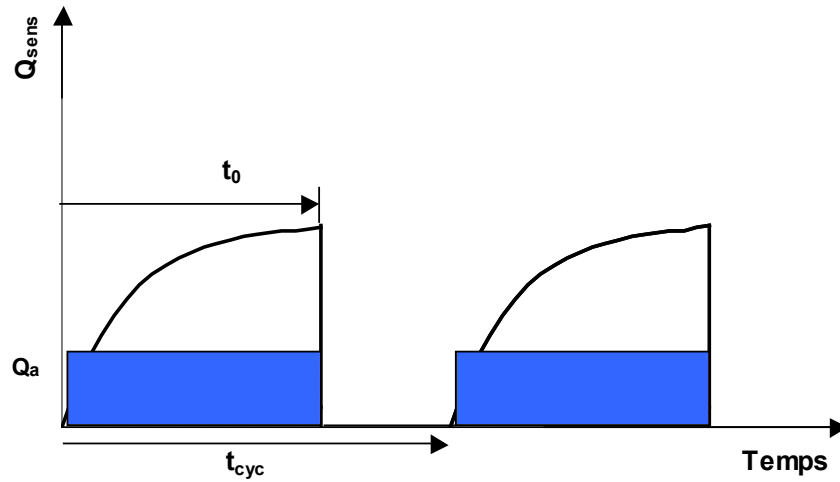


Figure 3B.1 : Représentation du cyclage dans un système Split

Lorsque le système est surdimensionné, des cycles courts ont lieu avec une puissance absorbée plus importante que dans le cas d'un système bien dimensionné.

[LEB 1987], [BRA 1980] et [BEA 2001] ont noté le besoin d'un paramètre d'amortissement pour résoudre les problèmes de convergence de la température intérieure avec les modèles à pas de temps court. Ce problème résulte des variations de température de l'air intérieur non prises en compte dans la modélisation. De ce fait, le modèle réagit plus vite que les mesures. La valeur du paramètre d'amortissement est généralement prise entre 5 et 10, [GAR 2001] a considéré une valeur de 7.

En 1979, DOE³ a publié une méthode de calcul des coefficients de dégradation des pompes à chaleur durant le cyclage. En 1983, ASH⁴ a adopté une procédure similaire.

Cette méthode est basée sur une relation entre deux paramètres adimensionnels :

- le taux de charge en refroidissement CLF
- le taux de charge partielle PLF

Le premier est défini comme le ratio entre la puissance frigorifique donnée par le système pendant la durée de marche t_0 et la puissance frigorifique qui aurait été fournie au système en régime permanent pour un cycle t_{cyc} ; l'expression mathématique est :

$$CLF = \frac{\dot{Q}_{tot,cyc}}{Q_{tot,ss} \cdot t_{cyc}} = \frac{\int_0^{t_0} Q_{tot,cyc} \cdot dt}{Q_{tot,ss} \cdot t_{cyc}} \quad (3B.25)$$

$\dot{Q}_{tot,cyc}$ est l'énergie frigorifique fournie par le système pendant le temps de marche t_0

$Q_{tot,ss}$ est la puissance frigorifique fournie en régime permanent

PLF est le rapport entre l'EER pendant le cycle de marche et l'EER du système en régime nominal pour les mêmes conditions

$$PLF = \frac{EER_{cyc}}{EER_{ss}} \quad (3B.26)$$

$$EER_{cyc} = \frac{\int_0^{t_0} Q_{tot,cyc} \cdot dt}{Q_a \cdot t_0} \quad (3B.27)$$

³ DOE : U.S Department Of Energy

⁴ ASHRAE : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

$$EER_{ss} = \frac{Q_{tot,ss}}{Q_a} = \frac{Q_{tot,ss}.t_0}{Q_a.t_0} \quad (3B.28)$$

$$PLF = \frac{\int_0^{t_0} Q_{tot,cyc}.dt}{Q_{tot,ss}.t_0} \quad (3B.29)$$

Ainsi, la relation entre PLF et CLF est :

$$CLF = F_n.PLF \quad (3B.30)$$

Physiquement, CLF donne des informations sur la puissance totale fournie par le système par rapport à la puissance existante, tandis que PLF indique l'efficacité de refroidissement instantanée du système.

Les hypothèses considérées pour ce type de modélisation sont les suivantes :

- la puissance frigorifique totale au démarrage suit une relation exponentielle
- la puissance totale en régime permanent est constante pendant le temps de marche t_0

En introduisant l'équation 3B.22 dans l'équation 3B.27, on obtient :

$$CLF = \frac{\int_0^{t_0} (1 - e^{-t/\tau}).dt}{t_{cyc}} = \frac{t_0 + \tau.(e^{-t_0/\tau} - 1)}{t_{cyc}} \quad (3B.31)$$

[GOL 1980] a considéré que le terme exponentiel dans la dernière équation est très inférieur à 1 et peut être négligé. Selon [ONE 1991], cette hypothèse est valide uniquement quand le cycle de marche est relativement long par rapport à la constante de temps du système. Comme le but principal est d'étudier les cas où on peut avoir des cycles très courts, ce terme est conservé. Selon le même auteur, t_0/t_{cyc} est le ratio de temps F_n . Le taux de cyclage C_r est égal à $1/t_{cyc}$ (nombre de cycle par heure). Si l'exposant du terme exponentiel est multiplié et divisé par t_{cyc} on obtient :

$$CLF = F_n \left[1 + \frac{1}{\Omega} (e^{-\Omega} - 1) \right] \quad (3B.32)$$

$$\Omega = \frac{t_0}{\tau} = \frac{F_n}{\tau.C_r} \quad (3B.33)$$

La constante de temps est de 60 secondes sur la Figure 3B.2

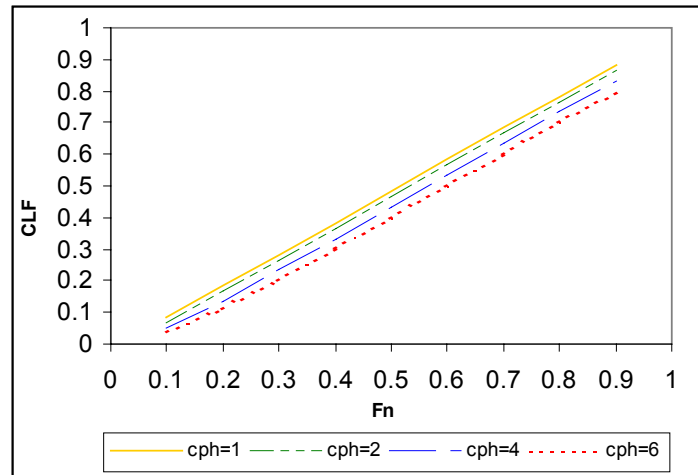


Figure 3B.2 : Représentation de CLF en fonction du taux de fonctionnement pour différents taux de cyclage

$$PLF = 1 + \frac{1}{\Omega}(e^{-\Omega} - 1) \quad (3B.34)$$

La variable Ω contient les trois paramètres les plus importants agissant sur la performance du système. La constante de temps est une caractéristique de l'appareil. Le taux de fonctionnement est déterminé par la charge et la puissance délivrable. Le temps de cyclage est fonction des paramètres de la régulation.

Une temporisation de trois minutes est considérée par la suite. Elle représente l'intervalle durant lequel le système ne peut pas redémarrer après un arrêt même s'il y a une demande de froid. Cette temporisation a pour but de limiter la fréquence des démarrages du compresseur. Quelques « documents constructeur » donnent cette constante, elle est toujours proche de 3 minutes.

[PAR 1977] a proposé une relation entre C_r et F_n représentée sur la Figure 3B.3.

$$C_r = 4 \cdot C_{\max} \cdot F_n \cdot (1 - F_n) \quad (3B.35)$$

$C_{\max}$ étant le temps maximal de cyclage qui apparaît pour F_n 0.5 taux de marche (h^{-1}).

C_r varie de 1.6 jusqu'à 3.0 cycles par heure correspondant à $F_n = 0.5$.

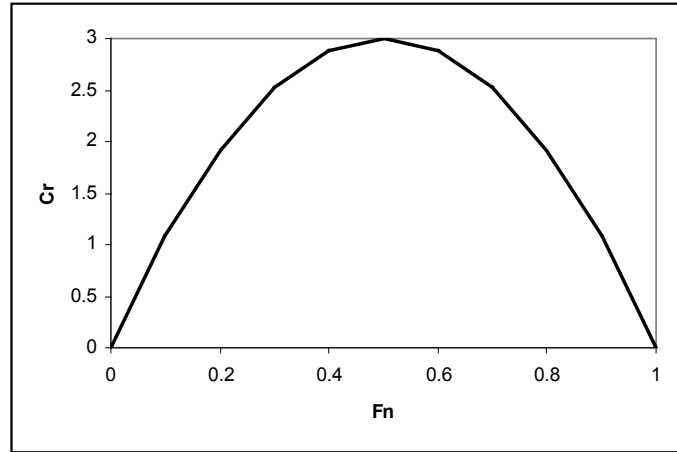


Figure 3B.3 : Taux de cyclage en fonction du taux de fonctionnement

Calcul du temps de fonctionnement

Pour un pas de temps de 1 seconde, considérons par exemple un bilan sensible du type :

$$K \cdot C_{air,int} \frac{dT_{a,int}}{dt} = B_{sens} - Q_{sens,cyc} \quad (3B.36)$$

B_{sens} étant le besoin du local climatisé,

$$Q_{sens,cyc} = Q_{sens,ss} \cdot (1 - e^{-t/\tau}) \quad (3B.37)$$

en remplaçant la valeur de $Q_{sens,cyc}$ dans équation 3B.36 on obtient :

$$C_{th} \int_{T_c + \Delta T_c}^{T_c - \Delta T_c} dT_{a,int} = \int_0^{t_0} (B_{sens} - Q_{sens,ss} \cdot (1 - e^{-t/\tau})) dt \quad (3B.38)$$

ce qui implique :

$$-2 \cdot C_{th} \cdot \Delta T_c = B_{sens} \cdot t_0 - Q_{sens,ss} \cdot (t_0 + \tau(e^{-t_0/\tau} - 1)) \quad (3B.39)$$

Soit la fonction $f(t)$ telle que : $f(t) = b + a \cdot t + k(e^{-t_0/\tau} - 1)$

avec $b=2.\Delta T_c.C_{th}$, $a=B_{sens}-Q_{sens,ss}$, $k=-\tau.Q_{sens,ss}$

t_0 est la racine de l'équation $f(t)=0$. La résolution de cette équation peut être effectuée par l'application de la méthode de Newton Raphson ($f(t)=0$, $x_{n+1}=x_n-\frac{f(x_n)}{f'(x_n)}$, x étant la racine).

Par ailleurs, l'équation $f(t) = 0$ n'admet de solution que si $a \leq 0$, autrement dit si $B_{sens} \leq Q_{sens,ss}$. Dans le cas contraire, le système est en marche tout le temps (t_0 infini).

La valeur du temps t_{cyc} s'obtient en déterminant le temps nécessaire pour que l'énergie injectée dans la zone constituée par les besoins sensibles provoque le redéclenchement du système. Pour cela il faut résoudre le bilan sensible de la zone en évolution libre c'est à dire avec $Q_{sens,cyc} = 0$. t_{cyc} est obtenu par l'intégration sur l'intervalle $t \in [t_0, t_{cyc}]$

$$\int_{T_c+\Delta T_c}^{T_c-\Delta T_c} C_{th}.dT_{a,int} = \int_{t_0}^{t_{cyc}} B_{sens}.dt \quad (3B.40)$$

$$2.\Delta T_c.C_{th} = B_{sens}(t_{cyc}-t_0) \quad (3B.41)$$

$$t_{cyc} = t_0 + \frac{2.\Delta T_c.C_{th}}{B_{sens}} \quad (3B.42)$$

Calcul des puissances pour un cycle

D'après les entrées horaires (T_{ext} , w_{ext} , B_{sens}), la puissance sensible pour un cycle (équation 3B.23) est calculée. Ensuite t_{cyc} et t_0 sont déduits. Les puissances totale et absorbée pour un cycle sont calculées :

$$Q_{tot,cyc} = \int_0^{t_0} Q_{tot,ss}.(1-e^{-t/\tau}).dt = Q_{tot,ss}.(t_0 + \tau(e^{-t_0/\tau})) \quad (3B.43)$$

$$Q_{a,cyc} = \int_0^{t_0} Q_{a,ss}.dt = Q_{a,ss}.t_0 \quad (3B.44)$$

Passage au pas de temps d'une heure

Les puissances totale et absorbée avec un pas de temps d'une heure sont exprimées :

$$Q_{tot,heure} = Q_{tot,cyc}.C_r \quad (3B.45)$$

$$Q_{a,heure} = Q_{a,cyc}.C_r \quad (3B.46)$$

la puissance latente horaire est déduite :

$$Q_{lat,heure} = Q_{tot,heure} - Q_{sens,heure} \quad (3B.47)$$

En remplaçant la puissance latente dans le bilan hydrique, cette dernière est résolue. B_{sens} est vérifié à chaque pas de temps (condition pour avoir une solution, $B_{sens} > 0$) et ainsi de suite, les sorties sont utilisées au pas de temps suivant.

La modification de la structure de Consoclim pour insérer et tester ce type de modèle n'est pas totalement établie : les résultats correspondants ne sont donc pas présentés.

Annexe 3C - Données constructeur pour 6 systèmes étudiés

Système 1, Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.1014 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.1	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	2.25	2.36	2.37	2.41
	Ps (kW)	2.25	1.91	1.50	1.19
	Pa (kW)	0.66	0.68	0.68	0.68
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	8.00	10.72	14.22	16.83
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.50	8.78	12.44	15.94
23.89	Pt (kW)	2.31	2.38	2.49	2.58
	Ps (kW)	2.31	1.97	1.60	1.27
	Pa (kW)	0.73	0.74	0.75	0.77
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	7.39	10.28	13.39	16.17
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.22	8.72	12.00	15.39
29.44	Pt (kW)	2.28	2.39	2.51	2.69
	Ps (kW)	2.28	2.03	1.64	1.33
	Pa (kW)	0.80	0.82	0.83	0.86
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	7.61	9.78	13.00	15.72
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.33	8.67	11.94	15.11
35	Pt (kW)	2.19	2.33	2.52	2.68
	Ps (kW)	2.19	2.02	1.68	1.33
	Pa (kW)	0.88	0.89	0.92	0.94
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	8.44	9.83	12.72	15.67
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.78	8.89	11.94	15.11

Système 2, Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.2265 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.15	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	4.92	5.18	5.42	5.45
	Ps (kW)	4.92	4.28	3.46	2.69
	Pa (kW)	1.13	1.15	1.16	1.16
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	8.89	11.28	14.22	17.06
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.00	9.22	12.56	16.11
23.89	Pt (kW)	4.86	5.12	5.39	5.53
	Ps (kW)	4.86	4.30	3.51	2.74
	Pa (kW)	1.24	1.25	1.27	1.28
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	9.17	11.11	14.00	16.83
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.11	9.33	12.56	16.00
29.44	Pt (kW)	4.68	4.95	5.30	5.50
	Ps (kW)	4.68	4.30	3.51	2.75
	Pa (kW)	1.34	1.35	1.38	1.39
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	9.72	11.22	14.00	16.83
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.44	9.61	12.72	16.00
35	Pt (kW)	4.48	4.71	5.12	5.42
	Ps (kW)	4.48	4.22	3.48	2.73
	Pa (kW)	1.43	1.45	1.49	1.51
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	10.50	11.50	14.11	16.89
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.83	10.00	12.94	16.11

Système 3 , Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.283 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.04	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	6.94	7.38	7.79	7.94
	Ps (kW)	6.94	6.12	5.04	3.89
	Pa (kW)	1.58	1.60	1.62	1.62
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.17	8.61	11.89	15.33
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	4.61	7.78	11.00	14.67
23.89	Pt (kW)	6.59	7.00	7.53	7.79
	Ps (kW)	6.59	5.91	4.92	3.84
	Pa (kW)	1.71	1.74	1.76	1.77
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.61	8.72	11.83	15.11
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	4.83	8.00	11.11	14.56
29.44	Pt (kW)	6.24	6.65	7.23	7.67
	Ps (kW)	6.24	5.68	4.77	3.78
	Pa (kW)	1.84	1.87	1.89	1.92
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	7.11	8.78	11.72	14.94
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.06	8.22	11.17	14.44
35	Pt (kW)	5.86	6.21	6.82	7.38
	Ps (kW)	5.86	5.39	4.57	3.66
	Pa (kW)	1.99	2.01	2.07	2.09
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	7.67	9.17	11.89	14.94
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.39	8.56	11.44	14.50

Système 4 , Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.3694 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.03	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	9.31	9.60	10.13	10.54
	Ps (kW)	9.31	8.61	6.97	5.36
	Pa (kW)	2.16	2.17	2.19	2.22
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	8.56	9.94	13.22	16.44
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	5.83	9.22	12.44	15.78
23.89	Pt (kW)	8.93	9.19	9.78	10.31
	Ps (kW)	8.93	8.37	6.85	5.30
	Pa (kW)	2.33	2.34	2.36	2.40
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	9.00	10.11	13.22	16.33
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.06	9.44	12.56	15.78
29.44	Pt (kW)	8.52	8.76	9.43	10.10
	Ps (kW)	8.52	8.14	6.71	5.24
	Pa (kW)	2.50	2.51	2.54	2.58
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	9.44	10.22	13.22	16.22
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.28	9.67	12.67	15.78
35	Pt (kW)	8.08	8.23	8.96	9.63
	Ps (kW)	8.08	7.82	6.47	5.07
	Pa (kW)	2.68	2.69	2.73	2.43
	$T_{air,s}$ ($^{\circ}\text{C}$)	10.00	10.56	13.39	16.39
	$T_{air,s,h}$ ($^{\circ}\text{C}$)	6.56	9.94	12.94	16.00

Système 5 , Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.5663 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.06	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	13.88	14.67	15.34	16.02
	Ps (kW)	13.88	12.15	9.93	7.88
	Pa (kW)	3.21	3.23	3.26	3.29
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	6.67	9.22	12.50	15.56
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	4.83	8.06	11.44	14.83
23.89	Pt (kW)	13.41	14.17	15.02	15.84
	Ps (kW)	13.41	11.95	9.81	7.82
	Pa (kW)	3.56	3.59	3.61	3.66
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	7.06	9.22	12.44	15.44
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	5.06	8.28	11.50	14.78
29.44	Pt (kW)	12.94	13.70	14.67	15.64
	Ps (kW)	12.94	11.71	9.72	7.76
	Pa (kW)	3.91	3.94	3.97	4.03
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	7.44	9.28	12.33	15.33
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	5.22	8.44	11.56	14.72
35	Pt (kW)	12.33	13.03	14.08	14.96
	Ps (kW)	12.33	11.36	9.46	7.47
	Pa (kW)	4.28	4.33	4.37	4.41
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	8.06	9.56	12.50	15.61
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	5.56	8.72	11.78	15.00

Système 6 , Température intérieure de bulbe sec : $T_{air,int} = 26.67^{\circ}\text{C}$		Débit volumique $V = 0.755 \text{ m}^3/\text{s}$		Facteur de by-pass BF = 0.06	
Température d'air intérieur, bulbe humide ($^{\circ}\text{C}$)		13.89	16.67	19.44	22.22
Température air extérieur T_{ext} ($^{\circ}\text{C}$)	Enthalpie spécifique d'air intérieur (kJ/kg)	38.8	46.7	55.5	65.5
18.33	Pt (kW)	18.53	19.12	20.17	21.02
	Ps (kW)	18.53	16.69	13.62	10.57
	Pa (kW)	4.41	4.43	4.48	4.53
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	8.56	10.39	13.50	16.56
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	5.83	9.22	12.44	15.72
23.89	Pt (kW)	17.66	18.18	19.35	20.32
	Ps (kW)	17.66	16.13	13.24	10.28
	Pa (kW)	4.63	4.65	4.71	4.77
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	8.94	10.50	13.50	16.56
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	6.00	9.39	12.56	15.78
29.44	Pt (kW)	16.75	17.25	18.51	19.59
	Ps (kW)	16.75	15.58	12.85	10.01
	Pa (kW)	4.86	4.87	4.95	5.01
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	9.33	10.61	13.50	16.50
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	6.22	9.61	12.67	15.83
35	Pt (kW)	15.78	16.19	17.42	18.59
	Ps (kW)	15.78	14.87	12.30	9.57
	Pa (kW)	5.09	5.10	5.18	5.25
	Tair,s ($^{\circ}\text{C}$)	9.83	10.83	13.67	16.61
	Tair,s,h ($^{\circ}\text{C}$)	6.50	9.83	12.89	16.00

Annexe 3D – Coefficients de pondération C_i , D_i pour 6 systèmes étudiés

Système	C_1	C_2	D_1	D_2
1	5.67	32.78	0.00192	0.01577
2	5.74	22.00	-0.00329	0.01804
3	7.03	27.91	-0.00813	0.02328
4	6.58	26.45	-0.00817	0.01956
5	6.86	23.40	-0.00581	0.02121
6	5.30	15.08	-0.00969	0.01893
Moyen	6.20	24.60	-0.00553	0.01947

Ces valeurs sont obtenues avec les données constructeur (cf. annexe 3C).

Annexe 3E - Valeurs des coefficients du modèle adimensionnel

Système	C_1	C_2	C_3	C_4	C_1^*	C_2^*	C_3^*	C_4^*
1	2.7320	-0.0357	-0.0086	0.0008	1.08618	-0.01419	-0.00342	0.00032
2	5.5136	-0.0684	0.0021	0.0010	1.07600	-0.01335	0.00041	0.00020
3	7.7633	-0.1219	0.0153	0.0013	1.13790	-0.01787	0.00224	0.00019
4	9.5323	-0.1153	0.0324	0.0009	1.06387	-0.01287	0.00362	0.00010
5	13.5390	-0.1504	0.0576	0.0013	0.96129	-0.01068	0.00409	0.00009
6	18.4800	-0.2062	0.0822	0.0009	1.06071	-0.01184	0.00472	0.00005
Moyen	9.5934	-0.1163	0.0302	0.0010	1.06433	-0.01347	0.00194	0.00016

Système	C_5	C_6	C_7	C_8	C_5^*	C_6^*	C_7^*	C_8^*
1	4.1609	-0.0170	-0.0490	0.0004	2.47997	-0.01013	-0.02920	0.00024
2	9.3559	-0.0591	-0.1041	0.0010	2.68505	-0.01696	-0.02988	0.00029
3	13.9390	-0.1353	-0.0811	0.0002	3.05155	-0.02962	-0.01775	0.00004
4	18.2090	-0.1500	-0.1910	0.0021	2.81389	-0.02318	-0.02952	0.00032
5	25.9670	-0.1765	-0.2731	0.0025	2.74557	-0.01866	-0.02888	0.00026
6	36.1560	-0.3028	-0.3755	0.0039	2.93998	-0.02462	-0.03053	0.00032
Moyen	17.9646	-0.1401	-0.1790	0.0017	2.78600	-0.02053	-0.02763	0.00025

Système	C_9	C_{10}	C_9^*	C_{10}^*
1	0.4168	0.0140	0.45552	0.01530
2	0.8001	0.0192	0.53698	0.01289
3	1.1263	0.0259	0.54411	0.01251
4	1.6985	0.0273	0.62216	0.01000
5	2.0350	0.0658	0.46568	0.01506
6	3.6987	0.0416	0.71403	0.00803
Moyen	1.6292	0.0323	0.55641	0.01230

Annexe 3F - Variables thermodynamiques du R410A

- Pour la vapeur saturée

$$p = 0.2931 \times T^2 - 134.47 \times T + 15659 \quad (3F. 48)$$

$$[p \text{ (Kpa)}, T \text{ (K)}, 253 \text{ K} \leq T \leq 288 \text{ K}]$$

- Pour le liquide saturé

$$p = 0.5707 \times T^2 - 298.16 \times T + 39818 \quad (3F. 49)$$

$$[p \text{ (Kpa)}, T \text{ (K)}, 298 \text{ K} \leq T \leq 333 \text{ K}]$$

- Pour la vapeur surchauffée

L'enthalpie massique h en fonction de la pression p et de la température T est exprimée comme suit :

$$h = \frac{(a_0 + a_1 \times p + a_2 \times p^2 + a_3 \times p^3 + b_0 \times T + b_1 \times T^2)}{(1 + c_0 \times p + c_1 \times p^2 + c_2 \times p^3 + d_0 \times T + d_1 \times T^2)} \quad (3F. 50)$$

$$[h \text{ (kJ / kg)}, p \text{ (bar)}, T \text{ (K)}, 4 \leq p \leq 13, 250 \leq T \leq 300]$$

$$a_0 = 234.7789981593532, a_1 = -3.043679329257869, a_2 = 0.3096048659224239,$$

$$a_3 = -0.006074670565546786, b_0 = -0.4238350450642245, b_1 = -0.002365489770515588,$$

$$c_0 = -0.007504734971765041, c_1 = 0.0006621906304015074, c_2 = -1.305861203219639e-05,$$

$$d_0 = -0.004613138011224715, d_1 = 1.737449753377028e-06$$

L'entropie massique s en fonction de la pression p et de la température T est exprimée comme suit :

$$s = \frac{(a + a_0 \times \ln p + a_1 \times (\ln p)^2 + a_2 \times (\ln p)^3 + b_0 \times T + b_1 \times T^2)}{(1 + c_0 \times \ln p + c_1 \times (\ln p)^2 + d_0 \times T + d_1 \times T^2 + d_2 \times T^3)} \quad (3F. 51)$$

$$[s \text{ (kJ / kg.K)}, p \text{ (bar)}, T \text{ (K)}, 4 \leq p \leq 13, 250 \leq T \leq 300]$$

$$a_0 = 1.555751298512165, a_1 = -0.1070600372550382, a_2 = 0.04941912226892579,$$

$$b_0 = -0.001933318085536144, b_1 = -0.01127000761351816, c_0 = 1.812657313926657e-05,$$

$$c_1 = -0.05539876381186185, d_0 = 0.02035795972343799, d_1 = -0.008204453862298563,$$

$$d_2 = 1.845708858678326e-05, d_3 = -1.06770837606127e-08$$

L'enthalpie massique h en fonction de la pression P et de l'entropie massique est exprimée comme suit :

$$h = \frac{a_0 + a_1 \ln p + a_2 (\ln p)^2 + b_0 \ln s + b_1 (\ln s)^2 + b_2 (\ln s)^3}{1 + c_0 \ln p + c_1 (\ln p)^2 + d_0 \ln s + d_1 (\ln s)^2 + d_2 (\ln s)^3} \quad (3F. 52)$$

$$a_0 = 188.7800480944614, a_1 = -15.58615328228932, a_2 = 0.3868730842454013, b_0 = -31.25682802476416, \\ b_1 = -282.538426697522, b_2 = 484.9479249225524, c_0 = -0.06823837946094987, c_1 = 0.003405458201112189, \\ d_0 = -2.079387841801026, d_1 = 2.511500055597286, d_2 = -0.8990407149394995$$

La masse volumique ρ en fonction de la pression p et de la Température T est exprimée comme suit :

$$\rho = \frac{(a_0 + a_1 \times p + a_2 \times p^2 + a_3 \times p^3 + b_0 \times T + b_1 \times T^2)}{(1 + c_0 \times p + c_1 \times p^2 + c_2 \times p^3 + d_0 \times T + d_1 \times T^2)} \quad (3F. 53)$$

$$[\rho \text{ (kg / m}^3\text{)}, p \text{ (bar)}, T \text{ (K)}, 4 \leq p \leq 13, 252 \leq T \leq 320]$$

$$a_0 = 8.7545786242212, a_1 = -2.330019121924457, a_2 = 0.1134629344440413, a_3 = -0.001967624865451888, \\ b_0 = -0.06150486326786702, b_1 = 0.0001072973345606743, c_0 = 0.04986725999118048, c_1 = -0.001129988893425955, \\ c_2 = 8.327610417808986e-06, d_0 = -0.009762292263888267, d_1 = 1.246952180481267e-05$$

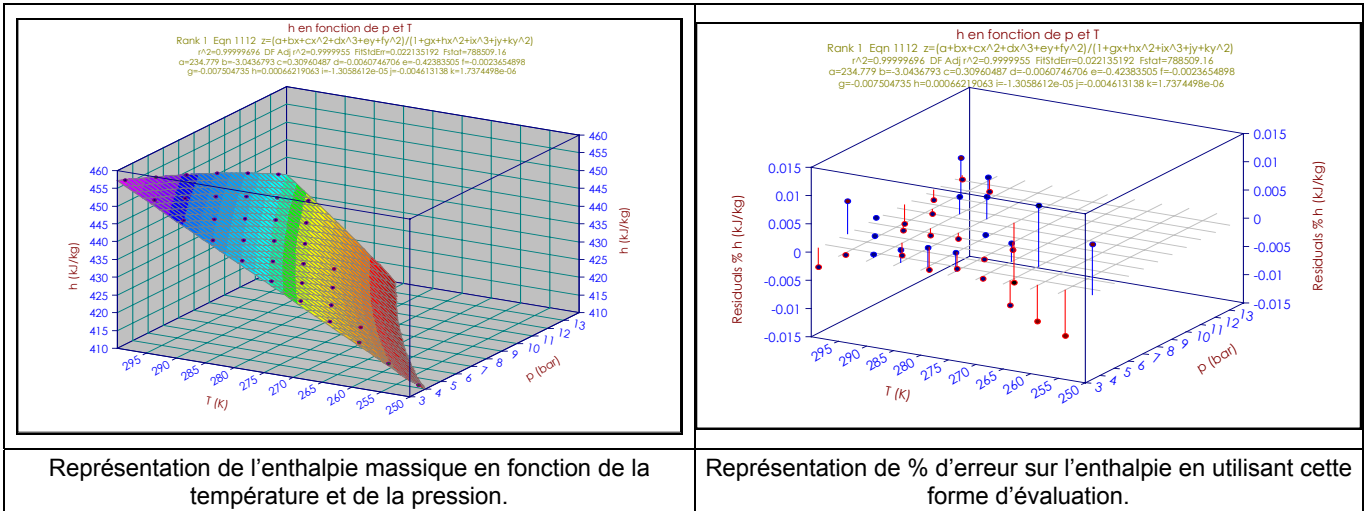
- Pour le liquide sous-refroidi

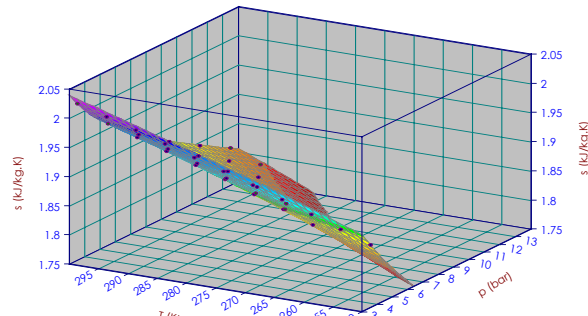
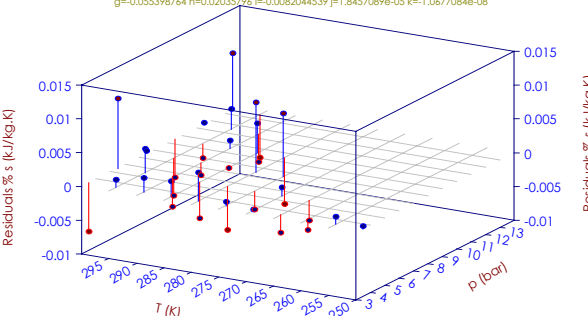
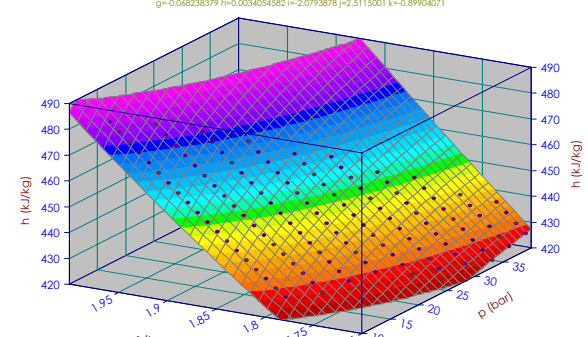
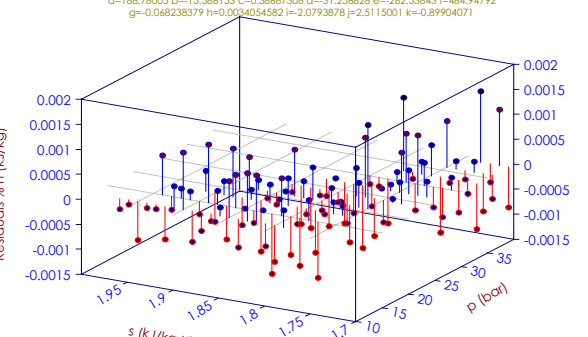
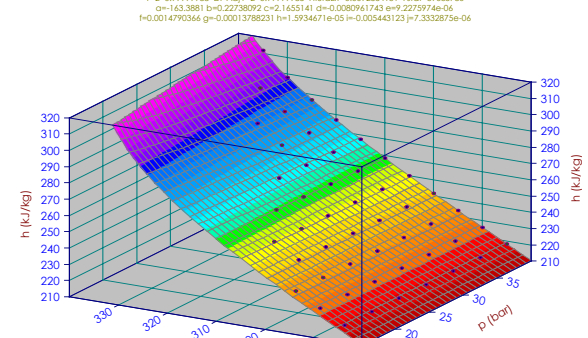
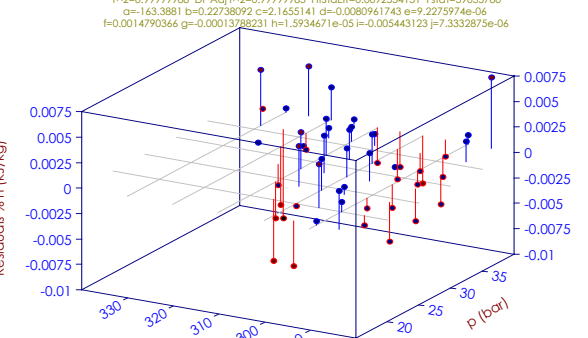
L'enthalpie massique h en fonction de la pression P et de la température T est exprimée comme suit :

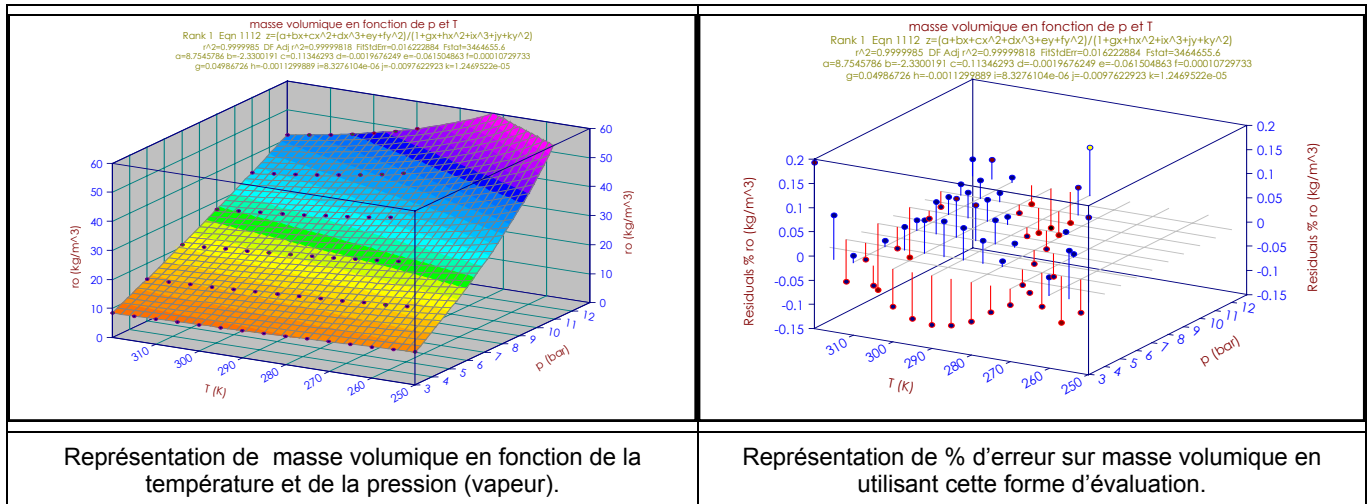
$$h = \frac{(a_0 + a_1 \times T + a_2 \times T^2 + a_3 \times T^3)}{(1 + b_0 \times T + b_1 \times T^2)} \quad (3F. 54)$$

$$[h \text{ (kJ / kg)}, p \text{ (bar)}, T \text{ (K)}, 10 \leq p \leq 40, 280 \leq T \leq 338]$$

$$a_0 = -163.3881013138886, a_1 = 2.165514056520731, a_2 = -0.008096174346406717, \\ a_3 = 9.227597437765927e-06, b_0 = -0.00544312300042741, b_1 = 7.333287500244345e-06$$



s en fonction de p et T Rank 1 Eqn 1238 $z=(a+blnx+c(lnx)^2+d(lnx)^3+ey+fy^2)/(1+glnx+h(lnx)^2+ily+j(lny)^2+ky^3)$ $r^2=0.9999977$ DF Adj $r^2=0.9999964$ F1stIdE=0.001074742 FstIdE=1045192.7 $a=1.5557513$ b=-0.10706004 c=0.049419122 d=0.0019333181 e=-0.011270008 f=1.8126573e-05 $g=-0.055398764$ h=0.02035796 i=-0.0062044539 j=1.8457089e-05 k=-1.0677084e-08 	s en fonction de p et T Rank 1 Eqn 1238 $z=(a+blnx+c(lnx)^2+d(lnx)^3+ey+fy^2)/(1+glnx+h(lnx)^2+ily+j(lny)^2+ky^3)$ $r^2=0.9999977$ DF Adj $r^2=0.9999964$ F1stIdE=0.001074742 FstIdE=1045192.7 $a=1.5557513$ b=-0.10706004 c=0.049419122 d=0.0019333181 e=-0.011270008 f=1.8126573e-05 $g=-0.055398764$ h=0.02035796 i=-0.0062044539 j=1.8457089e-05 k=-1.0677084e-08 
Représentation de l'entropie massique en fonction de la température et de la pression.	Représentation de % d'erreur sur l'entropie massique en utilisant cette forme d'évaluation.
h en fonction de p et s Rank 1 Eqn 1222 $z=(a+blnx+c(lnx)^2+dlny+e(lny)^2+f(lny)^3)/(1+glnx+h(lnx)^2+ily+j(lny)^2+ky^3)$ $r^2=0.99999997$ DF Adj $r^2=0.99999996$ F1stIdE=0.002947145 FstIdE=3.1463085e+08 $a=188.78005$ b=-15.586153 c=0.38687308 d=-31.256828 e=-282.53843 f=484.94792 $g=-0.068238379$ h=0.0034054582 i=-2.0793878 j=-2.5115001 k=-0.89904071 	h en fonction de p et s Rank 1 Eqn 1222 $z=(a+blnx+c(lnx)^2+dlny+e(lny)^2+f(lny)^3)/(1+glnx+h(lnx)^2+ily+j(lny)^2+ky^3)$ $r^2=0.99999997$ DF Adj $r^2=0.99999996$ F1stIdE=0.002947145 FstIdE=3.1463085e+08 $a=188.78005$ b=-15.586153 c=0.38687308 d=-31.256828 e=-282.53843 f=484.94792 $g=-0.068238379$ h=0.0034054582 i=-2.0793878 j=-2.5115001 k=-0.89904071 
Représentation de l'enthalpie massique en fonction de l'entropie massique et de la pression.	Représentation de % d'erreur sur l'entropie massique en utilisant cette forme d'évaluation.
h en fonction de p et T Rank 1 Eqn 1152 $z=(a+blnx+clyn+dlyn^2+eyn^3)/(1+flnx+g(lnx)^2+h(lnx)^3+iy+jyn^2)$ $r^2=0.99999988$ DF Adj $r^2=0.99999985$ F1stIdE=0.0092554131 FstIdE=39035780 $a=-163.3881$ b=0.22738092 c=2.1655141 d=0.0080961743 e=9.2275974e-06 $f=0.0014790366$ g=-0.00013788231 h=1.5934671e-05 i=-0.005443123 j=7.3332875e-06 	h en fonction de p et T Rank 1 Eqn 1152 $z=(a+blnx+clyn+dlyn^2+eyn^3)/(1+flnx+g(lnx)^2+h(lnx)^3+iy+jyn^2)$ $r^2=0.99999988$ DF Adj $r^2=0.99999985$ F1stIdE=0.0092554131 FstIdE=39035780 $a=-163.3881$ b=0.22738092 c=2.1655141 d=0.0080961743 e=9.2275974e-06 $f=0.0014790366$ g=-0.00013788231 h=1.5934671e-05 i=-0.005443123 j=7.3332875e-06 
Représentation de l'enthalpie massique en fonction de la pression et la température.	Représentation de % d'erreur sur l'enthalpie en utilisant cette forme d'évaluation.



Références - annexe 3

- [BEA 2001]** Beausoliel-Morrison I. 2001. an algorithm for calculating convection coefficients for internal buildings surfaces for the case of mixed flow in rooms. *Energy and Buildings* 33(4): 351-361.
- [BRA 1980]** Brau J. 1980. Modélisation thermique des bâtiments. Validations des modèles de calcul pour une étude expérimentale en ambiance climatique simulée, thèse, INSA Lyon.
- [BRAN 1989]** Michael J. Brandemuehl, University of Colorado at Boulder, 1989 ASHRAE Handbook-Fundamentals
- [BUL 1983]** Bullock C.E., Wroblewski D.E. and Groff G.C. 1983. A dynamic simulation model for residential air-to-water heat pump system. In *Proceedings of the XVIth International Congress of Refrigeration*, Paris, vol. 5.
- [GAR 2001]** Garde F, Lucas F, Boyer H. and Brau J., Multiple model approach of a residential heat pump for integration in a building thermal simulation code and comparison with experimental results. *ASHRAE Transactions*, 2001, V.107, Pt.1.
- [GAR 2002]** Garde F, Lucas F, Mara T., Bastide A. and Lauret A.P., Development of a nondimensional model for estimating the cooling capacity and electric consumption of single-speed split systems incorporated in a building simulation program. *ASHRAE Transactions*, 2002, V.108, Pt.2.
- [GOL 1980]** Goldsmith V.W, Hart G.H and Reiner R.C., A note on the degradation coefficient of a field tested heat pump cooling and heating mode. *ASHRAE Transactions*, 1980, 86(2), 368-375.
- [HEN 1996]** Henderson H.I. and Rengarajan K., A Model to predict the latent capacity of air conditioners and heat pumps at part load with constant fan operation. *ASHRAE Transactions*, 1996, V.102, Pt.1.
- [KAT 1991]** Katipamula S. and O'Neal D.L., Performance degradation during on-off cycling of single speed heat pumps operating in the cooling mode : experimental results. *ASHRAE Transactions*, 1991, V.97, Pt.2.
- [LEB 1987]** Etudes expérimentales des régimes transitoires en chambres climatiques ; ajustement des méthodes de calcul. *Journées » Bilan et Perspectives Génie Civil »*, INSA Lyon.
- [MIL 1985]** Miller W.A. 195. the laboratory evaluation of the heating mode part-load operation of an air-to-air heat pump. *ASHRAE Transactions* 91(2B) :524-536.

- [MUL 1985]** Mulroy W.J., and D.A. Didion. 1985. Refrigerant migration in a split-unit air conditioner. ASHRAE Transactions 91 (1A): 193-206.
- [MUR 1979]** Murphy W.E. and Goldsmith V.W. 1979. The degradation coefficient of a field tested self-contained 3-ton air conditioner. ASHRAE Transactions 85 (1): 839-849.
- [ONE 1991]** O'Neal D.L. and Katipamula S., Performance degradation during on-off cycling of single speed air conditioners and heat pumps : Model development and analysis. ASHRAE Transactions, 1991, V.97,Pt.2.
- [ONE 1993]** O'Neal D.L. and Katipamula S., Development of nondimensional cycling model for estimating the seasonal performance of air conditioners. Transactions of ASME Journal of Solar Energy Engineering 115 : 176-181.
- [PAR 1977]** Parken W.H., Beausoliel R.W. and Kelly G.E. 1977. Factors affecting the performance of a residential air-to-air heat pump. ASHRAE Transactions 83(1):839-849.
- [RAS 1987]** Rasmussen and al. 1987. Performance of engine driven heat pumps under cycling conditions. ASHRAE Transactions 93(2):1078-1090.
- [WAN 1990]** Start-up and shut down operation in a reciprocating compressor refrigeration system with capillary tubes. International Journal of Refrigeration 1990 ;13 :187-190.

Annexe 4A : Application du plan de Taguchi

Considérons le modèle suivant : $Y = I + A + B + AB + C + D + AC + BC$. On cherche un plan de Taguchi correspondant à ce modèle. Tous les facteurs sont du deuxième ordre.

Conséquence de la règle d'orthogonalité

Le plus petit plan que l'on puisse trouver est un plan comportant PPCM (4,8) expériences comme le montre le tableau suivant. Donc, 8 essais.

conditions	conséquence
A ortho à B	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
A ortho à C	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
A ortho à D	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
A ortho à BC	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$
B ortho à C	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
B ortho à D	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
B ortho à AC	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$
C ortho à D	Le plan est multiple de $2 \times 2 = 4$
C ortho à AB	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$
D ortho à AB	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$
D ortho à AC	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$
D ortho à BC	Le plan est multiple de $2 \times 4 = 8$

Tableau 4A.15 : Actions orthogonales entre eux pour le modèle choisi

Pour un modèle plus fin, on procède en :

- 1- plaçant chaque action intervenant dans le modèle en ligne et en colonne avec son nombre de niveaux décomposé en nombres premiers,
- 2- plaçant une étoile (*) à chaque intersection d'actions non disjointes.

A	2	*						
B	2	2^2	*					
C	2	2^2	2^2	*				
D	2	2^2	2^2	2^2	*			
AB	2×2	*	*	2^3	2^3	*		
AC	2×2	*	2^3	*	2^3	*	*	
BC	2×2	2^3	*	*	2^3	*	*	*
	2	2	2	2	2×2	2×2	2×2	
	A	B	C	D	AB	AC	BC	

Tableau 4A.16 : Table de détermination du PPCM des actions orthogonales correspondantes à un modèle

Le PPCM est égal à $2^3 = 8$

Il faut ensuite vérifier la **condition sur le nombre de degrés de liberté**.

$$Y = I + A + B + C + D + AB + AC + BC$$

ddl 1 1 1 1 1 1 1 1

Il y a huit valeurs à calculer pour connaître le modèle (le nombre de degrés de liberté est de 8). Il faudra alors que le plan d'expérience comporte au moins 8 expériences.

Notons que dans l'exemple considéré, nous avons tous les facteurs à deux niveaux, ce qui simplifie l'application. Dans d'autres exemples avec des plans ayant des facteurs à trois niveaux par exemple, on obtiendra un PPCM différent du nombre de degrés de liberté. Le plus petit plan a comme nombre d'expériences la valeur la plus grande des deux conditions.

On considère donc la table orthogonale standard proposée par Genichi Taguchi $L_8(2^7)$. Le 8 indique que cette table comporte 8 lignes et le (2^7) qu'il s'agit d'un plan fractionnaire tiré d'un plan factoriel 2^7 . La table compte 7 colonnes (la colonne correspondant au calcul de la

moyenne n'étant pas présentée). Cette table ne peut être utilisée qu'au plus pour 7 facteurs ou interactions à 2 niveaux en 8 essais.

n°	1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

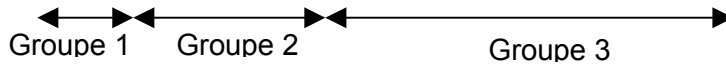


Tableau 4A.17 : Table correspondante au plan fractionnaire $L_8(2^7)$ de Taguchi

La signification des symboles est la suivante : ○ ◎ ● ●

On indique les groupes de colonnes qui conduisent aux expériences les plus faciles à réaliser, la difficulté croissant de gauche à droite.

Les graphes linéaires (appelé parfois, graphes des effets) fournis avec la table sont les suivants :



Figure 4A.4 : Graphes associés au plan fractionnaire $L_8(2^7)$ de Taguchi

Ces graphes permettent de vérifier que la table choisie permet de bien représenter le problème (peut-on représenter tous les facteurs et toutes les interactions) et précisent comment attribuer les colonnes de la table de Taguchi.

On peut évidemment associer d'autres graphes à cette table et tester d'autres modèles, par exemple : $Y = I + A + B + C + D + E + AB$



Pour le premier graphe à gauche (Figure 4A.4), les sommets du triangle sont 1,2,4 et les côtés sont 3,5,6. Si la colonne 1 représente les niveaux d'un facteur A, la colonne 2 les niveaux d'un facteur B alors la colonne 3 pourra être utilisée pour le calcul de l'interaction AB.

Le modèle s'écrit alors : $Y = I + A + B + AB + C + D + AC + BC$.

n°	A	B	AB	C	AC	BC	D
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

Tableau 4A.18 : Affectation des facteurs et des interactions du modèle à la table $L_8(2^7)$ de Taguchi

Les actions non disjointes de ce plan sont les suivantes : A et AB, B et AB, A et AC, C et AC, B et BC, C et BC.

Le triangle des interactions est donné avec quelques tables standard ce qui permet de déterminer les alias. Pour la table $L_8(2^7)$ le tableau suivant est proposé :

	2	3	4	5	6	7
(1)	3	2	5	4	7	6
(2)		1	6	7	4	5
(3)			7	6	5	4
(4)				1	2	3
(5)					3	2
(6)						1

Tableau 4A.19 : Triangle des interactions associé à la table $L_8(2^7)$ de Taguchi

Les interactions et les alias se lisent aux intersections entre les lignes et les colonnes. L'interaction AB se voit à l'intersection entre la colonne 2 et la ligne (1). La colonne 3 correspond donc à l'interaction AB. L'interaction ABC est confondue avec l'effet du facteur D [intersection entre la ligne (3) et la colonne 4]. A partir de ce triangle, on peut réaliser un tableau définissant tous les alias. Ce tableau peut mettre en évidence certaines ambiguïtés sur les résultats. Lorsqu'un doute subsiste, le seul moyen de le lever est de réaliser des essais supplémentaires de façon à désaliaser les effets confondus.

Notion de résidu

Le résidu est l'écart entre la valeur calculée et la valeur réelle. Cet écart apparaît lorsque le nombre d'expériences est supérieur au nombre de degrés de liberté du modèle.

$$r = Y - \hat{Y} \quad (4A. 1)$$

Annexe 5A – Conditions climatiques de dimensionnement

Selon la méthode, la France est découpée en trois zones pour les conditions d'été :

- Le Nord jusqu'à la Vendée, l'Allier et le Jura (zone A)
- Le Finistère (zone B)

Le Sud jusqu'à la Charente-Maritime, le Puy de Dome et l'Ain (zone C)

Heure	T (°C)			w (kg/kg as)		
	Zone A	Zone B	Zone C	Zone A	Zone B	Zone C
0	22	20.8	25	0.0112	0.0105	0.0112
1	20.7	19.8	23.7	0.0112	0.0105	0.0112
2	19.8	19	22.8	0.0112	0.0105	0.0112
3	19.2	18.5	22.2	0.0112	0.0105	0.0112
4	19	18.1	22	0.0112	0.0105	0.0112
5	19	18	22	0.0112	0.0105	0.0112
6	19.2	18	22.2	0.0112	0.0105	0.0112
7	19.7	18.2	22.7	0.0112	0.0105	0.0112
8	20.8	18.8	23.8	0.0112	0.0105	0.0112
9	22.6	19.7	25.6	0.0112	0.0105	0.0112
10	24.4	21	27.4	0.0112	0.0105	0.0112
11	26	22.4	29	0.0112	0.0105	0.0112
12	27.4	23.6	30.4	0.0112	0.0105	0.0112
13	28.4	24.6	31.4	0.0112	0.0105	0.0112
14	29.1	25.3	32.1	0.0112	0.0105	0.0112
15	29.6	25.7	32.6	0.0112	0.0105	0.0112
16	29.9	25.9	32.9	0.0112	0.0105	0.0112
17	30	26	33	0.0112	0.0105	0.0112
18	29.8	25.9	32.8	0.0112	0.0105	0.0112
19	29.1	25.7	32.1	0.0112	0.0105	0.0112
20	27.9	24.9	30.9	0.0112	0.0105	0.0112
21	26.4	23.9	29.4	0.0112	0.0105	0.0112
22	24.8	22.7	27.8	0.0112	0.0105	0.0112
23	23.2	21.7	26.2	0.0112	0.0105	0.0112

Tableau 5A.20 : Températures et humidités extérieures de base d'été en France

En hiver, on a retenu -10 °C, 1,6 g/kg pour Trappes et 0°C, 3,2 g/kg pour Nice.

Heure	T (°C)		w (kg/kg as)	
	Trappes	Nice	Trappes	Nice
0	-10	0	0.0016	0.0032
1	-10	0	0.0016	0.0032
2	-10	0	0.0016	0.0032
3	-10	0	0.0016	0.0032
4	-10	0	0.0016	0.0032
5	-10	0	0.0016	0.0032
6	-10	0	0.0016	0.0032
7	-10	0	0.0016	0.0032
8	-10	0	0.0016	0.0032
9	-10	0	0.0016	0.0032
10	-10	0	0.0016	0.0032
11	-10	0	0.0016	0.0032
12	-10	0	0.0016	0.0032

13	-10	0	0.0016	0.0032
14	-10	0	0.0016	0.0032
15	-10	0	0.0016	0.0032
16	-10	0	0.0016	0.0032
17	-10	0	0.0016	0.0032
18	-10	0	0.0016	0.0032
19	-10	0	0.0016	0.0032
20	-10	0	0.0016	0.0032
21	-10	0	0.0016	0.0032
22	-10	0	0.0016	0.0032
23	-10	0	0.0016	0.0032

Tableau 5A.21: Températures et humidités extérieures de base d'hiver en France

zone	H1	H2	H3
<i>jan</i>	5.7	7.2	9.7
<i>fév</i>	5.7	7.2	9.7
<i>mars</i>	7	8.5	11
<i>avril</i>	9.2	10.7	13.2
<i>mai</i>	11.8	13.3	15.8
<i>juin</i>	14	15.5	18
<i>juillet</i>	15.3	16.8	19.3
<i>août</i>	15.3	16.8	19.3
<i>sep</i>	14	15.5	18
<i>oct</i>	11.8	13.3	15.8
<i>nov</i>	9.2	10.7	13.2
<i>déc</i>	7	8.5	11

Tableau 5A.22 : Températures d'eau de ville de base en France

Annexe 5B – Dimensionnement

Type 3 – bâtiment de bureaux

Linéaire réseau défavorisé	Débit	ΔP_{rat} totale	Efficacité du moteur de la pompe	Puissance nominale de la pompe	Ratio pompe /surface totale	ΔP_{rat} Groupe froid	Perte de charge dans l'unité terminale	Perte de charge linéaire	
m	m ³ /h	Pa		W	W/m ²	Pa	Pa	Pa/m	Pa
54	10.6	38100	0.85	132	0.13	23000	7000	150	8100

Tableau 5B.23: Caractéristiques du réseau de refroidissement

Valeurs des besoins⁵ pour les différents types de bâtiment.

Les paramètres principaux pour tous types bâtiments sont résumés dans les tableaux suivants (pour Trappes « T » et Nice « N ») :

- **Besoin de froid (W/m²)**

	Bat1a_T	Bat1b_T	Bat1c_T	Bat2_T	Bat3_T
Max	37,8	36,1	44,3	32,3	43,7

	Bat1a_N	Bat1b_N	Bat1c_N	Bat2_N	Bat3_N
Max	50,2	49,6	52,3	45,5	48,2

Tableau 5.24 : Besoin de froid annuel total

- **Besoin de chaud (W/m²)**

	Bat1a_T	Bat1b_T	Bat1c_T	Bat2_T	Bat3_T
Max	38,1	48,8	49,7	38,1	33,5

	Bat1a_N	Bat1b_N	Bat1c_N	Bat2_N	Bat3_N
Max	21,5	17,9	27,9	18,6	22,6

Tableau 5B.25 : Besoin de chauffage annuel total

⁵ La comparaison des différentes valeurs selon le type de bâtiment ou la région climatique peut donner une incohérence due au fait que le cas de base pour le dimensionnement diffère d'un bâtiment à l'autre et d'une région climatique à l'autre.

Annexe 5C - Construction des plans fractionnaires - Choix de tables - Triangle des interactions

Modèle de chauffage

Rappelons que pour trouver la table adaptée au modèle, deux critères doivent être validés : critère du nombre de degrés de liberté et critère d'orthogonalité.

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 28 (12 facteurs, 15 interactions, 1 moyen), le nombre d'expériences devra être supérieur ou égal à 28.

Le deuxième critère est valide si toutes les actions disjointes sont orthogonales entre elles :

- a- 2 facteurs orthogonaux entraînent N multiple de $2 \times 2 = 4$,
- b- 1 facteur orthogonal à une interaction entraîne N multiple de $2 \times 4 = 8$,
- c- 2 interactions disjointes entraînent N multiple de $4 \times 4 = 16$.

Le PPCM $(4, 8, 16) = 16$. Nous utilisons donc la plus petite table compatible avec les deux critères, soit la table $L_{32}(2^{31})$. On choisit un **plan de résolution IV** pour le modèle étudié. (Choix justifié au chapitre 4)

5.18.1.1 Affectation de colonne à chaque facteur

D'après le deuxième graphe associé au table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi (Figure 5C.5, à gauche), on établit le sous graphe de plan correspondant à l'application (à droite).

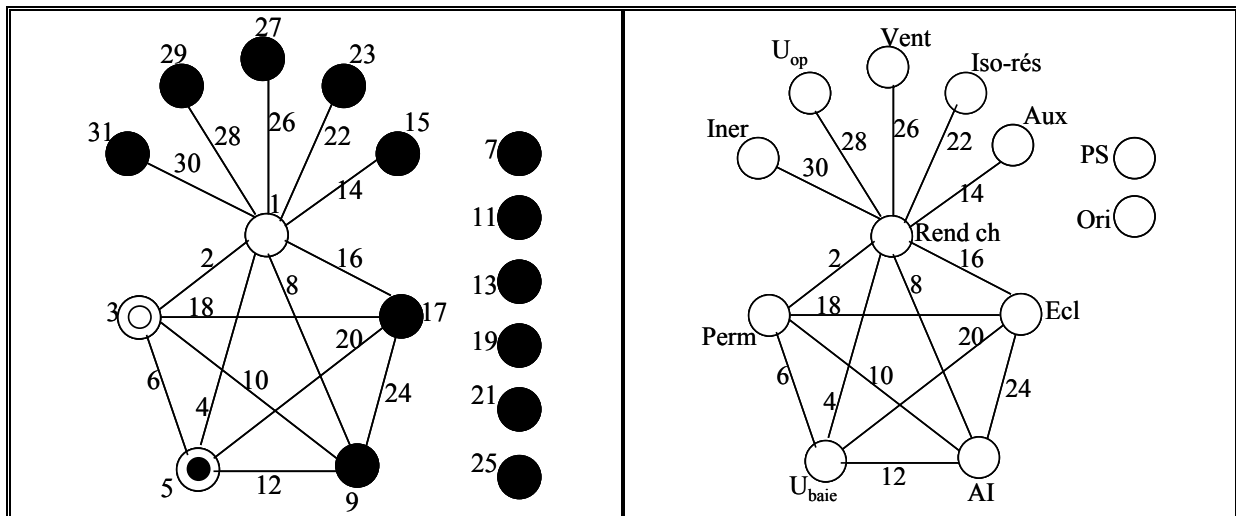


Figure 5C.5 : Sous graphe correspondant au modèle étudié établi - graphe 2 associé à la table $L_{32}(2^{31})$

Les interactions et les facteurs non représentés dans le graphe du modèle (à droite) sont supposés nuls.

Ayant la position de chaque facteur dans le plan, on peut procéder à la constitution du tableau d'alias d'après le triangle des interactions proposé par Taguchi pour la table $L_{32}(2^{31})$.

A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	N	O
Uop	Ubaie	Ori	GPS	AI	Ecl	Iner	Perm	Vent	Aux	Rend ch	Iso rés	EER

L	LH	H	LB	B	HB	D	LE	E	HE	C	BE	LK	K	LF	F	HF	BF	LN	N	EF	LJ	J	LA	A	LG	G				
(1)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14	17	16	19	18	21	20	23	22	25	24	27	26	29	28	31	30
(2)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13	18	19	16	17	22	23	20	21	26	27	24	25	30	31	28	29	
(3)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12	19	18	17	16	23	22	21	20	27	26	25	24	31	30	29	28		
(4)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11	20	21	22	23	16	17	18	19	28	29	30	31	24	25	26	27			
(5)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10	21	20	23	22	17	16	19	18	29	28	31	30	25	24	27	26				
(6)	1	14	15	12	13	10	11	8	9	22	23	20	21	18	19	16	17	30	31	28	29	26	27	24	25					
(7)	15	14	13	12	11	10	9	8	23	22	21	20	19	18	17	16	31	30	29	28	27	26	25	24						
(8)	1	2	3	4	5	6	7	24	25	26	27	28	29	30	31	16	17	18	19	20	21	22	23							
(9)	3	2	5	4	7	6	25	24	27	26	29	28	31	30	17	16	19	18	21	20	23	22								
(10)	1	6	7	5	4	26	27	24	25	30	31	28	29	18	19	16	17	22	23	20	21									
(11)	7	6	5	4	27	26	25	24	31	30	29	28	19	18	17	16	23	22	21	20										
(12)	1	2	3	28	29	30	31	24	25	26	27	20	21	22	23	16	17	18	19											
(13)	3	2	29	28	31	30	25	24	27	26	21	20	23	22	17	16	19	18												
(14)	1	30	31	28	29	26	27	24	25	22	23	20	21	18	19	16	17													
(15)	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16														
(16)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15															
(17)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14																
(18)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13																	
(19)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12																		
(20)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11																			
(21)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10																				
(22)	1	14	15	12	13	10	11	8	9																					
(23)	15	14	13	12	11	10	9	8																						
(24)	1	2	3	4	5	6	7																							
(25)	3	2	5	4	7	6																								
(26)	1	6	7	4	5																									
(27)	7	6	5	4																										
(28)	1	2	3																											
(29)	3	2																												
(30)	1																													

Tableau 5C.26 : Triangle des interactions de table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi

Tableau de recherche des interactions

Dans ce tableau, on relève les colonnes dans lesquelles se trouvent toutes les interactions, y compris les interactions supposées nulles.

AB	24	AC	22	AD	26	AE	20	AF	12	AG	2	AH	30	AJ	6	AK	18	AL	28	AN	10
BC	14	BD	2	BE	12	BF	20	BG	26	BH	6	BJ	30	BK	10	BL	4	BN	18		
CD	12	CE	2	CF	26	CG	20	CH	8	CJ	16	CK	4	CL	10	CN	28				
DE	14	DF	22	DG	24	DH	4	DJ	28	DK	8	DL	6	DN	16						
EF	24	EG	22	EH	10	EJ	18	EK	6	EL	8	EN	30								
FG	14	FH	18	FJ	10	FK	30	FL	16	FN	6										
GH	28	GJ	4	GK	16	GL	30	GN	8												
HJ	24	HK	12	HL	2	HN	20														
JK	8	JL	26	JN	12																
KL	14	KN	24																		
LN	22																				

Tableau 5C.27 : Tableau de recherche des interactions pour le graphe choisi dans le modèle

Le tableau des alias ci-dessous fait apparaître les confusions d'actions du plan d'expériences sur les effets du premier et du second ordre.

Action	LH	LB	HB	LE	HE	BE	LK	LF
Alias	AG+BD+CE	CK+GJ+DH	AJ+DL+EK+FN	CH+DK+GN+JK	AN+BK+CL+FJ	AF+CD+HK+JN	BC+DE+FG	GJ+DN+GK
Action	HF	BF	LN	EF	LJ	LA	LG	
Alias	AK+BN+EJ	AE+CG+HN	AC+DF+EG	AB+DG+HJ+KN	AD+BG+CF	CN+GH+DJ	AH+BJ+EN+FK	

Tableau 5C.28 : Confusions d'actions pour le plan choisi

Modèle de rafraîchissement

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 28 (12 facteurs, 15 interactions, 1 moyen), le nombre d'expériences devra être supérieur ou égal à 28.

Le PPCM des actions disjointes orthogonales entre elles est $(4,8,16) = 16$. Nous utilisons donc la table $L_{32}(2^{31})$. On choisit un plan de résolution IV pour le modèle étudié.

Affectation de colonne à chaque facteur

D'après le deuxième graphe (Figure 5C.5) de la table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi (à gauche), on établit le sous graphe de plan correspondant à l'application (à droite).

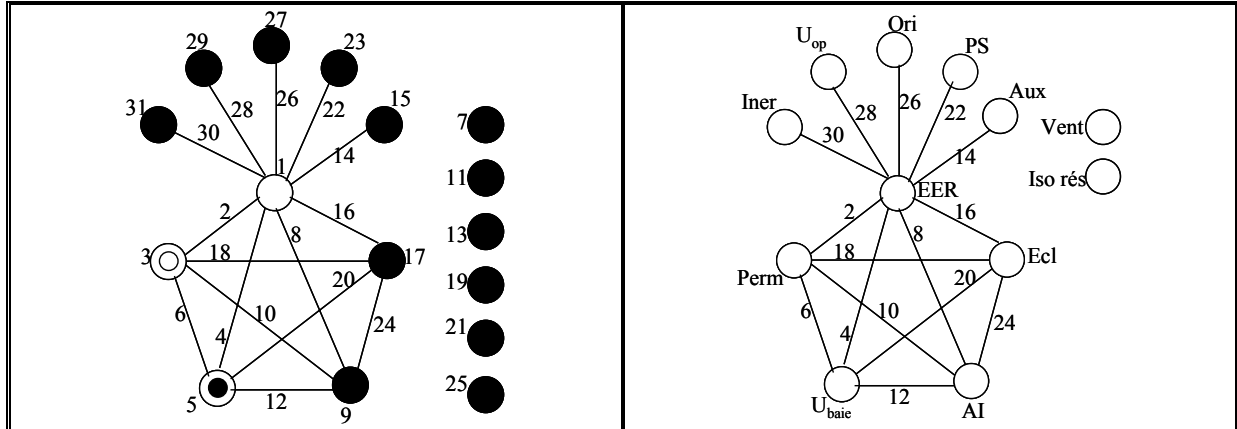


Figure 5C.6 : Sous graphe correspondant au modèle étudié établi d'après le graphe associé à la table $L_{32}(2^{31})$

A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	N	O
Uop	Ubaie	Ori	GPS	AI	Ecl	Iner	Perm	Vent	Aux	Rend ch	Iso rés	EER

O	OH	H	OB	B	HB	J	OE	E	HE	N	BE	OK	K	OF	F	HF	BF	OD	D	EF	OC	C	OA	A	OG	G				
(1)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14	17	16	19	18	21	20	23	22	25	24	27	26	29	28	31	30
(2)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13	18	19	16	17	22	23	20	21	26	27	24	25	30	31	28	29	
(3)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12	19	18	17	16	23	22	21	20	27	26	25	24	31	30	29	28		
(4)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11	20	21	22	23	16	17	18	19	28	29	30	31	24	25	26	27			
(5)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10	11	20	21	22	23	17	16	19	18	29	28	31	30	25	24	27	26			
(6)	1	14	15	12	13	10	11	8	9	22	23	20	21	18	19	16	17	30	31	28	29	26	27	24	25					
(7)	15	14	13	12	11	10	9	8	23	22	21	20	19	18	17	16	31	30	29	28	27	26	25	24						
(8)	1	2	3	4	5	6	7	24	25	26	27	28	29	30	31	16	17	18	19	20	21	22	23							
(9)	3	2	5	4	7	6	25	24	27	26	29	28	31	30	17	16	19	18	21	20	23	22								
(10)	1	6	7	5	4	26	27	24	25	30	31	28	29	18	19	16	17	22	23	20	21									
(11)	7	6	5	4	27	26	25	24	31	30	29	28	19	18	17	16	23	22	21	20										
(12)	1	2	3	28	29	30	31	24	25	26	27	20	21	22	23	16	17	18	19											
(13)	3	2	29	28	31	30	25	24	27	26	21	20	23	22	17	16	19	18												
(14)	1	30	31	28	29	26	27	24	25	22	23	20	21	18	19	16	17													
(15)	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16														
(16)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15															
(17)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14																
(18)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13																	
(19)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12																		
(20)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11	20	21	22	23	16	17	18	19	28	29	30	31	24	25	26	27			
(21)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10	11	20	21	22	23	17	16	19	18	29	28	31	30	25	24	27	26			
(22)	1	14	15	12	13	10	11	8	9	22	23	20	21	18	19	16	17	30	31	28	29	26	27	24	25					
(23)	15	14	13	12	11	10	9	8	23	22	21	20	19	18	17	16	31	30	29	28	27	26	25	24						
(24)	1	2	3	4	5	6	7	24	25	26	27	28	29	30	31	16	17	18	19	20	21	22	23							
(25)	3	2	5	4	7	6	25	24	27	26	29	28	31	30	17	16	19	18	21	20	23	22								
(26)	1	6	7	5	4	26	27	24	25	30	31	28	29	18	19	16	17	22	23	20	21									
(27)	7	6	5	4	27	26	25	24	31	30	29	28	19	18	17	16	23	22	21	20										
(28)	1	2	3	28	29	30	31	24	25	26	27	20	21	22	23	16	17	18	19											
(29)	3	2	29	28	31	30	25	24	27	26	21	20	23	22	17	16	19	18												
(30)	1	30	31	28	29	26	27	24	25	22	23	20	21	18	19	16	17													

Tableau 5C.29 : Triangle des interactions de table L_{32} de Taguchi

Tableau de recherche des interactions

Dans ce tableau, on relève les colonnes dans lesquelles se trouvent toutes les interactions, y compris les interactions supposées nulles.

AB	24	AC	6	AD	10	AE	20	AF	12	AG	2	AH	30	AJ	26	AK	18	AL	0	AN	22	AO	28
BC	30	BD	18	BE	12	BF	20	BG	26	BH	6	BJ	2	BK	10	BL	0	BN	14	BO	4		
CD	12	CE	18	CF	10	CG	4	CH	24	CJ	28	CK	20	CL	0	CN	16	CO	26				
DE	30	DF	6	DG	8	DH	20	DJ	16	DK	24	DL	0	DN	28	DO	22						
EF	24	EG	22	EH	10	EJ	14	EK	6	EL	0	EN	2	EO	8								
FG	14	FH	18	FJ	22	FK	30	FL	0	FN	26	FO	16										
GH	28	GJ	24	GK	16	GL	0	GN	20	GO	30												
HJ	4	HK	12	HL	0	HN	8	HO	2														
JK	8	JL	0	JN	12	JO	6																
KL	0	KN	4	KO	14																		
LN	0	LO	0																				
NO	10																						

Tableau 5C.30 : Tableau de recherche des interactions pour le graphe choisi dans le modèle

Le tableau des alias ci-dessous fait apparaître les confusions d'actions du plan d'expériences sur les effets du premier et du second ordre.

Action	OH	OB	HB	OE	HE	BE	OK	OF
Alias	AG+BJ+EN	CG+HJ+KN	DF+EK+JO+AC	HN+JK+DG	AD+BK+CF+NO	AF+CD+HK+JN	BN+EJ+FG	CN+DJ+GK
Action	HF	BF	OD	EF	OC	OA	OG	HF
Alias	AK+BD+CE	AE+CK+DH+GN	AN+EG+FG	AB+CH+DK+GJ	AJ+BG+FN	CJ+DN+GH	AH+BC+DE+FK	AK+BD+CE

Tableau 5C.31 : Confusions d'actions pour le plan choisi

Modèle d'éclairage

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 7 (3 facteurs, 3 interactions, 1 moyen). Le PPCM des actions disjointes orthogonales entre elles est $(4,8) = 8$. Nous utilisons donc la table $L_8(2^7)$.

Affectation de colonne à chaque facteur

D'après le premier graphe (Figure 5C.5) de la table $L_8(2^7)$ de Taguchi (à gauche), on établit le sous graphe de plan correspondant à l'application (à droite).

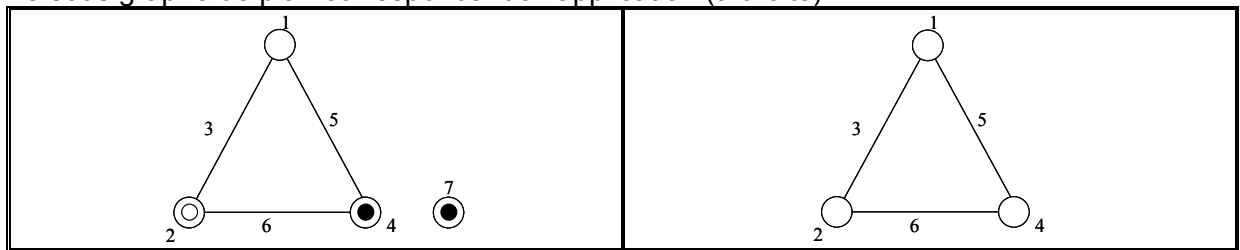


Figure 5C.7 : Sous graphe correspondant au modèle étudié établi d'après le graphe associé à la table $L_8(2^7)$

Triangle des interactions

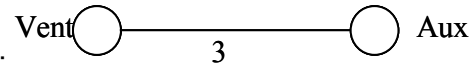
Ecl	Ori	Ecl.Ori	GPS	Ecl.GPS	Ori.GPS
(1)	3	2	5	4	7
	(2)	1	6	7	4
		(3)	7	6	5
			(4)	1	2
				(5)	3
					(6)
					1

Tableau 5C.32 : Triangle des interactions de table $L_8(2^7)$ de Taguchi

Modèle auxiliaires CTA

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 4 (2 facteurs, 1 interaction, 1 moyen).
Le PPCM des actions disjointes orthogonales entre elles est égal à 4. Nous utilisons donc la table $L_4(2^3)$.

Le graphe linéaire (Figure 5C.5) de la table $L_4(2^3)$ est :



Les interactions et les facteurs non représentés dans le graphe du modèle (à droite) sont supposés nuls.

Triangle des interactions :

Aux	Aux.Vent	Vent
(1)	3	2
	(2)	1

Modèle auxiliaires locaux

Le nombre de degré de liberté du modèle est de 23 (11 facteurs, 11 interactions, 1 moyen).
Le PPCM des actions disjointes orthogonales entre elles est $(4,8,16) = 16$. Nous utilisons donc la table $L_{32}(2^{31})$.

D'après le deuxième graphe (Figure 5C.5) de la table $L_{32}(2^{31})$ de Taguchi (à gauche), on établit le sous graphe de plan correspondant à l'application (à droite).

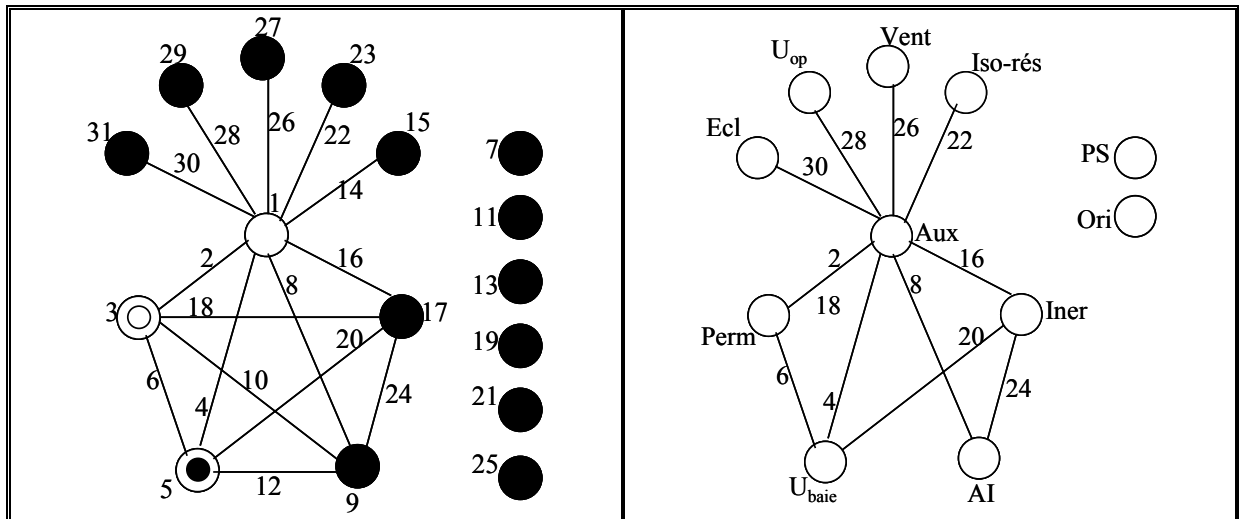


Figure 5C.8 : Sous graphe correspondant au modèle étudié établi d'après le graphe associé à la table $L_{32}(2^{31})$

A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	N	O
Uop	Ubaie	Ori	GPS	AI	Ecl	Iner	Perm	Vent	Aux	Rend ch	Iso rés	EER

	K	KH	H	KB	B	HB	D	KE	E	C		GK	G		BG	KN	N	EG		KJ	J	KA	A	KF	F					
(1)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14	17	16	19	18	21	20	23	22	25	24	27	26	29	28	31	30
(2)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13	18	19	16	17	22	23	20	21	26	27	24	25	30	31	28	29	
(3)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12	19	18	17	16	23	22	21	20	27	26	25	24	31	30	29	28		
(4)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11	20	21	22	23	16	17	18	19	28	29	30	31	24	25	26	27			
(5)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10	21	20	23	22	17	16	19	18	29	28	31	30	25	24	27	26				
(6)	1	14	15	12	13	10	11	8	9	22	23	20	21	18	19	16	17	30	31	28	29	26	27	24	25					
(7)	15	14	13	12	11	10	9	8	23	22	21	20	19	18	17	16	31	30	29	28	27	26	25	24						
(8)	1	2	3	4	5	6	7	24	25	26	27	28	29	30	31	16	17	18	19	20	21	22	23							
(9)	3	2	5	4	7	6	25	24	27	26	29	28	31	30	17	16	19	18	21	20	23	22								
(10)	1	6	7	5	4	26	27	24	25	30	31	28	29	18	19	16	17	22	23	20	21									
(11)	7	6	5	4	27	26	25	24	31	30	29	28	19	18	17	16	23	22	21	20										
(12)	1	2	3	28	29	30	31	24	25	26	27	20	21	22	23	16	17	18	19											
(13)	3	2	29	28	31	30	25	24	27	26	21	20	23	22	17	16	19	18												
(14)	1	30	31	28	29	26	27	24	25	22	23	20	21	18	19	16	17													
(15)	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20	19	18	17	16														
(16)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15															
(17)	3	2	5	4	7	6	9	8	11	10	13	12	15	14																
(18)	1	6	7	4	5	10	11	8	9	14	15	12	13																	
(19)	7	6	5	4	11	10	9	8	15	14	13	12																		
(20)	1	2	3	12	13	14	15	8	9	10	11																			
(21)	3	2	13	12	15	14	9	8	11	10																				
(22)	1	14	15	12	13	10	11	8	9																					
(23)	15	14	13	12	11	10	9	8																						
(24)	1	2	3	4	5	6	7																							
(25)	3	2	5	4	7	6																								
(26)	1	6	7	4	5																									
(27)	7	6	5	4																										
(28)	1	2	3																											
(29)	3	2																												
(30)	1																													

Tableau 5C.33 : Triangle des interactions de table L₃₂ de Taguchi

• **Tableau de recherche des interactions**

Dans ce tableau, on relève les colonnes dans lesquelles se trouvent toutes les interactions, y compris les interactions supposées nulles.

AB	24	AC	22	AD	26	AE	20	AF	12	AG	2	AH	30	AJ	6	AK	18	AL	28	AN	10	AO	0
BC	14	BD	2	BE	12	BF	20	BG	26	BH	6	BJ	30	BK	10	BL	4	BN	18	BO	0		
CD	12	CE	2	CF	26	CG	20	CH	8	CJ	16	CK	4	CL	10	CN	28	CO	0				
DE	14	DF	22	DG	24	DH	4	DJ	28	DK	8	DL	6	DN	16	DO	0						
EF	24	EG	22	EH	10	EJ	18	EK	6	EL	8	EN	30	EO	0								
FG	14	FH	18	FJ	10	FK	30	FL	16	FN	6	FO	0										
GH	28	GJ	4	GK	16	GL	30	GN	8	GO	0												
HJ	24	HK	12	HL	2	HN	20	HO	0														
JK	8	JL	26	JN	12	JO	0																
KL	14	KN	24	KO	0																		
LN	22	LO	0																				
NO	0																						

Tableau 5C.34 : Tableau de recherche des interactions pour le graphe choisi dans le modèle

Le tableau des alias ci-dessous fait apparaître les confusions d'actions du plan d'expériences sur les effets du premier et du second ordre.

Action	KH	KB	HB	KE	GK	BG
Alias	AG+BD+CE	CK+GJ+DH	AJ+DL+EK+FN	CH+DK+GN+JK	GJ+DN+GK	AE+CG+HN
Action	KN	EG	KJ	KA	KF	
Alias	AC+DF+EG	AB+DG+HJ+KN	AD+BG+CF	CN+GH+DJ	AH+BJ+EN+FK	

Tableau 5C.35 : Confusions d'actions pour le plan choisi